

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
БУДІВНИЦТВА ТА АРХІТЕКТУРИ

**П.М. Андренко, А.Ю. Лебедєв, М.С. Свинаренко**

## **ТЕХНІЧНЕ ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ**

**Навчальний посібник**

Затверджено  
редакційно-видавничою  
радою університету,  
протокол № 2 від 12. 12. 2014 р.

Харків  
НТУ “ХПІ”  
2016

УДК 62-82.681.518.5

ББК 34.447-08

А 65

*Рецензенти:*

*Г.Й. Зайончковський*, д-р техн. наук, проф., Національний авіаційний університет;

*З.Я. Лур'є*, д-р техн. наук, проф., Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”;

*О.Ф. Редько*, д-р техн. наук, проф., Харківський національний університет будівництва та архітектури.

Автори: Андренко Павло Миколайович д-р техн. наук, проф.,

Лебедев Антон Юрійович асп.,

Свинаренко Максим Сергійович к.т.н., доц.

**Андренко П.М.**

**А 65** Технічне діагностування гідравлічних приводів : навч. посіб. / П.М. Андренко, А.Ю. Лебедев, М.С. Свинаренко. – Харків : Видавничий центр НТУ “ХПІ”, 2016. – 172 с.

ISBN

Описано основи технічного діагностування систем гідравлічних приводів, розглянуто методи контролю технічного стану гідроагрегатів і статистичні методи розпізнавання технічного стану гідроприводів та їх агрегатів. Наведено методику прогнозування зміни технічного стану агрегатів в процесі експлуатації. Розглянуто особливості конструктивного виконання мікропроцесорних вбудованих систем діагностування. Запропоновано рекомендації що до оптимізації контролю технічного стану гідравлічних приводів.

Для студентів напряму “Інженерна механіка”, а також може бути корисним для аспірантів та інженерно-технічного персоналу.

Іл. 36. Табл. 25. Бібліогр. 22 назви.

УДК 62-82.681.518.5

ББК34.447-08

© П.М. Андренко,

А.Ю. Лебедев,

М.С. Свинаренко, 2016

ISBN

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	6
1. ОСНОВИ ТЕХНІЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРОПРИВОДІВ.....	9
1.1. Задачі технічного діагностування .....	9
1.2. Види технічного стану гідроприводів.....	10
1.3. Види технічного діагностування.....	12
1.4. Діагностичні параметри гідроприводів.....	13
1.4.1 Вибір діагностичних параметрів.....	18
1.5. Властивості діагностичних ознак.....	19
1.6. Діагностичні моделі гідравлічних приводів.....	29
1.6.1. Аналітичні моделі.....	29
1.6.2. Структурно-функціональні моделі.....	31
1.6.3. Логічні моделі.....	35
1.6.4. Графи причинно-наслідкових зв'язків.....	38
Запитання для самоконтролю .....	39
2. МЕТОДИ ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГІДРОПРИВОДІВ.....	41
2.1. Методи нормованих параметрів.....	42
2.1.1. Часовий метод.....	42
2.1.2. Статопараметричний метод.....	43
2.1.3. Силовий метод.....	44
2.1.4. Метод еталонних модулів.....	44
2.2. Методи еталонних залежностей.....	48
2.2.1. Метод амплітудно-фазових характеристик.....	49
2.2.2. Метод перехідних характеристик.....	50
2.2.3. Метод еталонних осцилограм.....	51
2.2.4. Метод порівняння і накладання осцилограм.....	53
2.3. Методи діагностування за параметрами робочої рідини....	53
2.3.1. Методи та засоби контролю технічного стану робочої рідини.....	54
2.3.2. Методи діагностування гідравлічних приводів за параметрами робочої рідини.....	60
2.4. Віброакустичні методи діагностування.....	61
2.4.1. Вібраційні методи діагностування гідравлічних агрегатів.....	61

2.4.2. Засоби діагностування гідравлічних агрегатів за параметрами вібрацій.....	65
2.5. Термодинамічні методи діагностування.....	69
Запитання для самоконтролю .....	74
<b>3. СТАТИСТИЧНІ МЕТОДИ РОЗПІЗНАВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГІДРОПРИВОДІВ .....</b>	<b>76</b>
3.1. Метод Байєса .....	76
3.2. Метод послідовного аналізу.....	81
3.3. Методи статистичних рішень.....	83
3.3.1. Метод мінімального ризику .....	86
3.3.2. Метод мінімальної кількості хибних рішень.....	88
3.3.3. Метод мінімаксу .....	89
3.3.4. Метод Неймана–Пірсона .....	91
3.3.5. Метод найбільшої правдоподібності .....	92
3.4. Вибір комплексу ознак для діагностування гідроприводу за методом Байєса.....	93
3.5. Вибір граничних значень діагностичних параметрів гідроприводів методами статистичних рішень.....	97
3.6. Статистичні рішення при наявності зони невизначеності....	103
Запитання для самоконтролю .....	107
<b>4. СИСТЕМИ ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРОПРИВОДІВ.....</b>	<b>109</b>
4.1. Задачі вбудованих систем діагностування гідроприводів.....	109
4.2. Структурно-функціональна схема мікропроцесорної вбудованої системи діагностування гідроприводів.....	114
4.3. Визначення повноти контролю та глибини пошуку відмови	117
4.3.1. Визначення глибини пошуку відмов.....	121
4.4. Прогнозування зміни технічного стану гідроприводів машин при експлуатації.....	122
4.4.1. Методи регресивного аналізу.....	123
4.4.2. Динамічна модель зміни параметра стану.....	129
4.4.3. Прогнозування процесу зношення.....	132
4.4.4. Прогнозування зміни подачі насоса.....	134
4.4.5. Прогнозування залишкового ресурсу.....	137
4.5. Вимірювально-діагностичне обладнання фірми PARKER.....	138

4.6. Оптимізація режимів технічного обслуговування та діагностування гідроприводів машин.....	149
4.6.1. Моделювання процесів відновлення елементів гідроприводу.....	151
4.6.2. Визначення оптимальної періодичності технічного обслуговування та діагностування гідравлічних приводів.....	153
Запитання для самоконтролю .....	160
ДОДАТКИ.....	162
Додаток 1. Значення функції нормального розподілення.....	162
Додаток 2. Завдання.....	164
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ .....	170

## ВСТУП

Навчальний посібник написано відповідно до навчальної програми дисципліни “Діагностика та контроль гідро-, пневмоприводів”, яка викладається студентам Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут” під час підготовки магістрів за напрямом 6.050502 – “Інженерна механіка” зі спеціальності 7.05050205 - 09 – “Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропнеумоавтоматика”. Опанування матеріалу навчального посібника допоможе студенту оволодіти основами технічного діагностування, вибору діагностичних параметрів, структурою і будовою промислових систем технічного діагностування гідравлічних машин, гідроприводів технологічних та мобільних машин, ознайомитися з особливостями їх конструктивного виконання, основними параметрами і характеристиками.

Завдяки своїм відомим перевагам гідравлічні приводи знайшли широке застосування у різних галузях машинобудування як виконавчі механізми сучасних мехатронних модулів, систем керування виробничими процесами, технологічними та мобільними машинами. При цьому рівень використання гідравлічних приводів у машинах є непрямым показником їх технічного рівня. Відповідно до ДСТУ 3455.3-96 гідравлічний привід – сукупність пристроїв з одним або декількома об’ємними гідравлічними двигунами для приведення в рух механізмів і машин за допомогою рідини під тиском.

Одним з основних показників технічного рівня машини, який значною мірою визначає її конкурентоспроможність, є надійність. Надійність гідравлічного приводу визначається як властивість виконувати задані функції, зберігаючи в часі значення встановлених експлуатаційних показників у заданих межах, які відповідають заданим режимам та умовам використання, технічного обслуговування, ремонту, зберігання і транспортування. Забезпечення надійності гідравлічних приводів при експлуатації пов’язано з технічним діагностуванням, метою якого є виявлення відмов та несправностей на ранніх

стадіях їх розвитку.

Структура технічного діагностування складається з двох взаємопов'язаних напрямків: теорій розпізнавання та контролеспроможності. Теорія розпізнавання використовується для побудови діагностичних моделей гідроприводів, а також для розробки алгоритмів розпізнавання і прийняття рішень. Теорія контролеспроможності включає розробку засобів і методів отримання діагностичної інформації, контроль технічного стану гідроприводу та пошук несправностей. Під контролеспроможністю розуміють властивість гідроприводу забезпечувати достовірну оцінку його технічного стану та виявлення відмов і несправностей. Контролеспроможність забезпечується конструкцією гідроприводу та системою його технічного діагностування.

Застосування технічного діагностування забезпечує напрямок зміни при експлуатації не тільки технічного стану гідравлічного приводу машин, а і системи їх обслуговування та ремонту, оскільки саме технічне діагностування є необхідною умовою переходу на прогресивні методи технічного обслуговування та ремонту гідравлічних приводів за технічним станом.

Система діагностування повинна розроблятися на стадії проектування гідравлічних приводів, адже тільки за таких умов може бути забезпечений необхідний рівень контролеспроможності і технологічності. При розробці систем діагностування гідравлічних приводів розв'язують такі основні задачі: розробка алгоритмів діагностування; прогнозування зміни їх технічного стану при експлуатації; вибір методів діагностування; розробка засобів діагностування.

У посібнику викладено основні загальні положення теорії діагностування гідравлічних машин, гідроприводів технологічних та мобільних машин. Розглянуто види технічного стану та діагностування гідроприводів, вибір діагностичних параметрів та їх властивості. Особливу увагу приділено побудові діагностичних моделей гідравлічних приводів. Описано методи діагностування та розпізнавання технічного стану гідроприводів. Докладно розглянуто питання вибору комплексу ознак для діагностування гідроприводу за методом Байєса та граничних значень діагностичних параметрів гідроприводів для діагностування методами статистичних рішень. Наведено приклади вибору діагностичних ознак машин і систем гідроприводів та встановлення їх діагностичної цінності.

Розглянуто структурно-функціональну схему мікропроцесорної вбудованої системи діагностування гідроприводів, описано особливості її функціонування. Наведено методику визначення повноти контролю та глибини пошуку відмови. Значну увагу приділено прогнозуванню зміни технічного стану гідроприводів машин при експлуатації, зокрема процесу зношення деталей гідроаг-

регатів, зміні подачі насоса, визначенню його залишкового ресурсу. Описано методику оптимізації режимів технічного обслуговування та діагностування гідроприводів машин.

Під час підготовки навчального посібника використовувався багаторічний досвід викладання навчальної дисципліни “Діагностика та контроль гідро-, пневмоприводів” у Національному технічному університеті “Харківський політехнічний інститут”, а також досвід провідних підприємств України з розроблення систем контролю та діагностування гідравлічних приводів і систем.

Автори висловлюють щиру подяку рецензентам навчального посібника професорам Г.Й. Зайончковському, З.Я. Лур’є і О.Ф. Редько за зауваження, які були враховані під час доопрацювання рукопису.



# ГЛАВА 1

## ОСНОВИ ТЕХНІЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРОПРИВОДІВ

### 1.1. Задачі технічного діагностування

Основною метою технічного діагностування є підвищення надійності гідравлічних приводів і зменшення витрат на їх експлуатацію. Розв'язання цієї проблеми може бути вирішено шляхом раннього виявлення несправностей і попередження їх розвитку в процесі експлуатації. Завданнями технічного діагностування є такі:

- виявлення несправностей;
- знаходження причин відмов гідроприводів та гідропрстроїв;
- визначення фактичного технічного стану гідроприводу в даний момент часу;
- виявлення необхідності регулювання або заміни окремих вузлів;
- встановлення необхідності поточного або капітального ремонтів;
- оцінювання якості виконання робіт при технічному обслуговуванні і ремонті;
- передбачення, з певною ймовірністю, зміни фактичного технічного стану для будь-якого моменту часу, тобто прогнозування залишку ресурсу вузла або приводу на підставі аналізу відмов.

Однією з ключових задач технічного діагностування – розпізнавання стану гідроприводу, яке здійснюється зазвичай в умовах обмеженої інформації. Ці обмеження пов'язані передусім з тим, що діагностування гідроприводу або гідропрстрою повинно здійснюватися без його розбирання.

Використання систем технічного діагностування гідроприводів дозволяє застосовувати прогресивний метод технічного обслуговування і ремонту за потребою (за технічним станом). Це є другим важливим завданням технічного діагностування, вирішення якого дозволяє зменшити кошти на експлуатацію гідроприводу.

Розв'язання завдань технічного діагностування пов'язано з прогнозуванням надійності на найближчий період експлуатації. При цьому забезпечення високого рівня надійності під час експлуатації досягається завдяки комплексу діагностичних заходів. Таким чином актуальною стає проблема прогнозування зміни технічного стану гідравлічних приводів і на цій основі – удосконалення методів технічного обслуговування та ремонту, впровадження прогресивних методів експлуатації за технічним станом.

Розв'язання завдань технічного діагностування як процесу визначення

стану гідроприводу і гідропристроїв дозволяє:

- повніше використовувати ресурс вузлів, агрегатів і гідроприводу у цілому;
- виключити необхідність розбирання вузлів;
- зменшити час простою обладнання пов'язаного з несправностями гідроприводу шляхом прогнозування та попередження відмов;
- знизити трудомісткість ремонту і технічного обслуговування за рахунок скорочення розбірно-складальних робіт;
- підвищити економічні показники роботи машини і технологічного обладнання.

Технічне діагностування виконує три основні функції: отримання інформації про технічний стан гідроприводу; обробка та аналіз отриманої інформації; підготовка або прийняття рішення що до обсягу і терміну обслуговування та ремонту гідроприводу.

## **1.2. Види технічного стану гідроприводів**

Гідравлічні приводи машин є складними гідромеханічними системами, що мають великий вплив на забезпечення працездатності машини у цілому. Така система гідроприводу в процесі експлуатації може знаходитися у множені станів  $E$ , які розподіляються на дві підмножини: підмножину справних станів  $E'$  та підмножину несправних станів  $E''$ . Перехід з одного стану в інший відбувається внаслідок певних експлуатаційних змін та несправностей.

Можливі несправності в гідроприводі поділяють на несправності гідроагрегатів, які визначаються як недопустимі кількісні зміни будь-якого параметра агрегату внаслідок незворотних фізико-хімічних змін або руйнувань, і несправностей гідроприводу, та які викликані недопустимими кількісними змінами функціональних параметрів або змінами структурних зв'язків між функціональними ділянками гідроприводу.

Відповідно до ГОСТ 20911-75 розрізняють несправність, працездатність і правильність функціонування об'єкта діагностування. Стосовно гідроприводів, його справний стан буде забезпечено, коли всі його елементи будуть цілком відповідати відповідним технічним вимогам або технічним умовам (ТУ). Працездатним станом гідроприводу є такий, коли вихідні параметри і характеристики для усіх можливих режимів експлуатації повністю відповідають відповідному ТУ. При цьому в окремих елементах гідроприводу можливі несправності, які не впливають на вихідні параметри.

Можливість виявлення зміни технічного стану гідравлічного приводу на

ранніх стадіях їх виникнення обумовлена достатньою параметричною надмірністю та повільним перебігом процесів, які знижують працездатність. Параметрична надмірність обумовлена специфікою вибору потужності гідравлічних приводів машин, необхідної для забезпечення характеристик виконавчих механізмів, коефіцієнтів статичної міцності і опору втомі конструкційних елементів гідравлічних приводів, а також прийнятою системою багатократного резервування найважливіх елементів гідроприводів, які забезпечують виконання важливих функцій машин або пов'язаних з безпекою людини. Наприклад, у гідросистемах ракетної техніки забезпечується три - і чотирикратне резервування гідроживлення споживачів, відмови яких впливають на безвідмовність функціонування.

У цілому підмножина справних станів гідроприводу  $E'$  включає всі стани, при яких гідропривід виконує покладені на нього функції, а його вихідні параметри і характеристики повністю відповідають ТУ. Кожен зі станів у цій підмножині відрізняється ступенем або запасом працездатності, який характеризується наближенням стану гідроприводу до гранично допустимого. Перехід з одного стану в інший у підмножині  $E'$  обумовлено виникненням змін у гідроприводі, які не приводять до виходу її параметрів за межі ТУ, тобто не викликають її перехід до стану  $E''$ . Підмножина  $E''$  включає стани, в яких у гідроприводі виникають несправності, що призводять до збільшення (зменшення) функціональних параметрів порівняно з вимогами ТУ або втрати гідроприводом працездатності. Потужність підмножини  $E''$  визначається кількістю несправностей, які можна визначити за відповідними ознаками.

Встановлено, що характерними видами технічного стану гідроприводів, які входять до підмножини  $E''$ , є: тиск у напірному трубопроводі гідроприводу не відповідає ТУ; тиск у зливному трубопроводі перевищує допустимий; подача насосів менше допустимої; зовнішня негерметичність перевищує допустиму; внутрішня негерметичність перевищує допустиму; пульсація тиску за насосом перевищує допустиму; кількість робочої рідини у гідравлічному баку менше допустимої; сили тертя у виконавчих механізмах перевищують допустимі; втрати тиску у гідроприводі перевищують допустимі; забрудненість робочої рідини перевищує допустиму; температура робочої рідини перевищує допустиму тощо.

Працездатність гідроприводу значною мірою залежить від фізико-хімічного стану робочої рідини, наприклад, в'язкості. Процес діагностування можливого стану гідроприводу за допомогою підмножин  $E'$  і  $E''$  можна поділити на два етапи.

На першому етапі встановлюється належність технічного стану гідроприводу до однієї з підмножин:  $E'$  або  $E''$ . Цей етап зазвичай називають “визначенням працездатності”. Аналіз стану гідроприводу у підмножині  $E'$  дозволяє визначити характер або ступінь зміни його працездатності та в деяких випадках передбачити момент переходу стану гідроприводу в підмножину  $E''$ , а отже, здійснити прогнозування зміни його технічного стану. Точність прогнозування значною мірою визначається знанням умов експлуатації гідроприводу, закономірностей фізичних процесів, що відбуваються в ньому, і можливістю контролю показників (ознак), що характеризують зміну його технічного стану в процесі експлуатації.

На другому етапі визначають причину потрапляння гідроприводу в підмножину  $E''$ , якщо на першому етапі встановлено вихід його параметрів за межі ТУ. Цей етап називають пошуком несправності, яка виникла, або пошуком елемента, який відмовив, що для систем гідроприводів є одним з важливих завдань діагностування.

Таким чином, завдання перевірки справності, працездатності, правильності функціонування та пошуку несправностей є окремими випадками загальної задачі діагностування гідравлічного приводу.

### **1.3. Види технічного діагностування**

Залежно від способу отримання інформації про стан гідроприводу розрізняють два види технічного діагностування: тестове і функціональне.

При тестовому діагностуванні на вхід об'єкта діагностування подаються спеціальні тестові впливи та за реакцією гідроприводу на них оцінюють його технічний стан. Тестові впливи можуть подаватися на основні входи гідроприводу, тобто на входи, які застосовуються при використанні гідроприводу за призначенням, і на додаткові входи, які організують спеціально для діагностування.

При функціональному діагностуванні впливи, які надходять на основні входи гідроприводу, задані його робочим алгоритмом функціонування, а отже, не можуть бути вибраними, виходячи з умови ефективної організації процесу діагностування. Ці впливи називають робочими.

Оцінка технічного стану гідроприводів машин, їх окремих функціональних ділянок та елементів при експлуатації, у більшості випадків здійснюється методами функціонального діагностування при різних експлуатаційних режимах роботи. На принципах функціонального діагностування основана робота систем вбудованого контролю, якими оснащено більшість систем гідравлічних

приводів машин. На підставі методів функціонального діагностування здійснюється перевірка правильності функціонування гідроприводів при плановому технічному обслуговуванні машини або після виконання ремонтних робіт.

Методи тестового діагностування використовуються для оцінювання технічного стану окремих гідроагрегатів при встановленні їх на спеціальні стенди для проведення досліджень. Така перевірка вихідних параметрів гідроагрегатів на відповідність ТУ здійснюється зазвичай для нових, тільки що виготовлених гідроагрегатів та гідроагрегатів, що надійшли з капітального ремонту. Тестове діагностування застосовується також при перевірці мікропроцесорних систем, що вбудовуються у системи гідравлічного привода.

#### **1.4. Діагностичні параметри гідроприводів**

Для визначення дійсного стану гідроприводу необхідно визначити які параметри і яким чином необхідно перевіряти, а також які засоби при цьому використовувати.

Параметри стану гідроприводу – це фізичні величини, що характеризують його працездатність або справність і які змінюються в процесі його роботи.

Діагностичною ознакою (параметром) називають ознаку об'єкта, що діагностується, яку використовують у встановленому порядку для визначення технічного стану об'єкта.

Кожна конкретна несправність гідроприводу характеризується однією або декількома зовнішніми ознаками її прояву. В одному випадку ознаки вказують безпосередньо на конкретну несправність, в іншому – характеризують її тільки опосередковано. У процесі діагностування гідроприводів для оцінювання їх технічного стану використовують як структурні, так і опосередковані ознаки.

Структурні параметри гідроприводів безпосередньо характеризують працездатність елементів і гідроприводу в цілому (зазори, зношення, натяги у з'єднаннях, геометрична форма тощо). Зміна структурних параметрів пов'язана зазвичай з необхідністю розбирання вузлів і агрегатів. Контроль за структурними параметрами широко використовується при ремонті (дефектація).

Зміна структурних параметрів супроводжується зміною параметрів робочого процесу гідроприводу (тиск і витрата робочої рідини, температура робочої рідини, час переміщення штока гідроциліндра тощо). Якщо параметри робочих процесів мають деякий функціональний зв'язок зі структурними параметрами приводу та характеризують його технічний стан, то вони можуть бути віднесені до діагностичних параметрів, які опосередковано характеризують працездатність або справність приводу. Опосередкованими діагностичними ознаками

можуть служити акустичні сигнали, зміна температури корпусних деталей і робочої рідини, зміна тиску в системі, наявність у робочій рідині продуктів зношення, параметри, які характеризують динамічні якості системи, тощо. Перевагою опосередкованих діагностичних параметрів перед структурними є те, що їх контроль зазвичай не потребує розбирання агрегатів та може здійснюватися в процесі роботи гідроприводу.

Можна також виділити в окрему групу вихідні параметри приводу, які визначають його працездатність згідно зі встановленими ТУ. Зазвичай ці параметри можуть бути виміряні тим або іншим способом. Контроль вихідних параметрів дає відповідь на питання про працездатність приводу, однак не визначає місця та виду пошкодження, яке призвело до відмови.

Контроль структурних параметрів дозволяє фіксувати пошкодження, які призводять чи можуть призвести до відмови приводу. Величина зношення, деформації, ступінь корозії тощо також є діагностичними ознаками, за якими можна зробити висновок про технічний стан приводу. Вони є першопричиною відмови і пов'язані з вихідними параметрами функціональною залежністю. Оскільки цих ознак у складному гідроприводі досить багато, то їх одночасна реєстрація не є необхідною. Тому контроль пошкоджень є зазвичай другим етапом діагностування гідроприводу, після контролю його вихідних параметрів, коли необхідно встановити причини втрати приводом працездатності та здійснити пошук дефекту.

Контроль працездатності приводу за опосередкованими параметрами найбільш поширений і проводиться у тому випадку, коли безпосереднє вимірювання вихідних параметрів натрапляє на великі труднощі. Ці ознаки повинні бути функціонально пов'язані з працездатністю приводу та відображати зміну в часі його технічного стану.

За обсягом і характером інформації, яка передається, діагностичні параметри поділяються на окремі (власні) та загальні (або узагальнені), а також на взаємопов'язані та незалежні.

Окремий діагностичний параметр вказує на цілком визначену несправність гідроприводу або гідроагрегату. Так, зміщення межі спрацювання запобіжного клапана безпосередньо вказує на проблеми, пов'язані з його регулюванням.

При технічному діагностуванні гідроприводів машин та технічного обладнання часто приходить проводити оцінку стану окремих гідроагрегатів за узагальненими параметрами.

Узагальнений – це такий діагностичний параметр, який характеризує тех-

нічний стан гідроприводу (або гідроагрегату) у цілому. Так, зміна швидкості вихідної ланки гідродвигуна характеризує його загальний технічний стан, однак не вказує, що саме є причиною цього стану (зношення ущільнення поршня, гільзи циліндра або зміна витрати робочої рідини). Використання узагальнених параметрів стану дозволяє значною мірою знизити трудомісткість діагностування, особливо при неплановому технічному обслуговуванні.

Незалежні параметри самостійно вказують на конкретну несправність. Взаємозалежні діагностичні параметри самостійно (по одному) не визначають несправність. Це можна здійснити тільки одночасною реєстрацією декількох параметрів. Наприклад, зношення ущільнень поршня гідроциліндра можна визначити шляхом одночасного вимірювання кількості рідини, яка надходить до гідроциліндра, швидкості переміщення штока, температури робочої рідини, тиску у напірній та зливній магістралях.

Кількісною мірою параметра стану є його значення, яке може бути номінальним, нормальним та граничним.

Значення параметра технічного стану гідроприводу (гідроагрегату) на початку експлуатації називають номінальним: зазор у з'єднанні, тиск регулювання клапана, витрата робочої рідини тощо.

Допустиме значення параметра – значення, при якому забезпечується безвідмовна робота гідроприводу до наступного обслуговування при високих техніко-економічних показниках. Багато параметрів гідроприводів, які характеризують його технічний стан, мають два допустимі значення. Одне з них розраховують, виходячи з необхідності забезпечення надійної роботи гідроприводу до відповідного наступного технічного обслуговування, а інше – до наступного ремонту. Значення параметра, яке не виходить за межі допустимих величин називають нормальними. Вони знаходяться у діапазоні між нормальними і допустимими величинами.

Граничне значення параметра – найбільше або найменше, яке може мати працездатний гідроагрегат. При виході значень параметрів за граничні подальша експлуатація агрегату або приводу без проведення ремонту неприпустима внаслідок різкого збільшення інтенсивності зношення контактуючих деталей, надмірного зниження продуктивності машини або порушення вимог техніки безпеки. Досягнення граничного значення будь-якого з параметрів означає, що ця складова частина машини знаходиться у граничному стані. Ці значення встановлюють на підставі відповідних критеріїв: технічних, техніко-економічних, технологічних.

Технічні критерії передбачають випадки, коли деталі, які досягли свого граничного стану, не можуть більше виконувати свої функції з технічних причин, або коли подальша експлуатація приводу призводить до аварійної відмови. Техніко-економічні критерії визначають граничний стан приводу у тому випадку, коли у результаті зміни технічного стану змінюються деякі властивості приводу, знижується ефективність його використання. Технологічні критерії характеризують різке погіршення якості виконання робіт внаслідок граничного стану робочих органів машини.

Для діагностування гідроприводів та їх елементів є достатньо велика кількість параметрів (ознак), за якими можна робити висновки про технічний стан приводу. Однак недоцільно надмірно розширювати номенклатуру цих параметрів. Необхідно мати на увазі, що, з одного боку, збільшення кількості ознак призводить до зростання обсягу інформації про стан приводу, а з іншого – до ускладнення системи контролю та збільшенню похибки вимірювання.

При виборі та обґрунтуванні основних діагностичних параметрів гідроприводів необхідно враховувати їх достатність для достовірного визначення технічного стану приводу, основні причини і частоту відмов його агрегатів, ознаки їх прояву. Обов'язково потрібно враховувати також характеристики взаємних статистичних зв'язків ознак, які відображають взаємозв'язки між різними процесами у приводі. Знання взаємних статистичних зв'язків дозволить за необхідності встановлювати значення одних параметрів за значеннями інших.

До діагностичних параметрів гідроприводів пред'являються такі вимоги: однозначність; стабільність; широта поля вимірювання; доступність; зручність вимірювання; зручність обробки результатів вимірювання; точність; інформативність; технологічність тощо.

Вимога однозначності передбачає дотримання умови, при виконанні якої кожному значенню функціонального параметра гідроприводу, який діагностується, відповідає єдине значення діагностичного параметра. Вимога стабільності встановлює можливу величину відхилення діагностичного параметра від свого середнього значення при незмінних значеннях структурних параметрів та умов їх вимірювання. Вимога широти вимірювання встановлює діапазон зміни діагностичного параметра, яка відповідає заданій величині зміни структурного параметра. Чим більший діапазон зміни діагностичного параметра, тим більша його інформативність. В першу чергу необхідно приділяти увагу параметрам, що характеризують найбільш часто повторювані відмови. Вибраний діагностичний параметр повинен нести найбільшу інформацію про технічний стан гідроагрегату який діагностується.



Основними параметрами, за якими здійснюється діагностування гідроприводів у цілому, гідромашин, гідророзподільників, гідроциліндрів, клапанів та інших гідроагрегатів і гідро пристроїв, є:

- тривалість робочого циклу;
- об'ємний ККД (витоки робочої рідини);
- амплітуда пульсацій тиску;
- параметри вібраційної характеристики;
- рівень шуму;
- максимальний тиск у гідросистемі;
- усталена температура робочої рідини;
- усталена температура корпусних деталей;
- інтенсивність нагрівання;
- ефективна (гідравлічна) потужність;
- концентрація продуктів зношення та абразиву у робочій рідині;
- інтенсивність наростання або зниження тиску;
- ступінь вакууму у магістралі всмоктування;
- частота обертання ротора;
- характер зміни частоти обертання ротора;
- зусилля опору переміщення виконавчого механізму;
- перепад тиску;
- час переміщення штока на довжину, яка задається;
- усадка штока за інтервал часу, який задається;
- тиск спрацювання;
- гальмівний шлях виконавчого механізму;
- ступінь засміченості фільтрів;
- параметри стану робочої рідини ( в'язкість, наявність води, кислотне число тощо).

Необхідно зазначити, що більшість з наведених діагностичних параметрів гідроприводів є похідними (розрахунковими) від деякого ряду параметрів функціонування гідроприводів, які піддаються вимірюванню. До найбільш характерних діагностичних параметрів, які реєструються, належать:

- тиск робочої рідини;
- перепад тиску;
- ступінь вакууму;
- пульсація тиску;
- витрата робочої рідини;
- рівень робочої рідини в баку;

- температура робочої рідини;
- температура корпусних деталей;
- час;
- переміщення лінійне;
- переміщення кутове;
- положення рухомих елементів;
- частота обертання ротора;
- зусилля;
- крутний момент;
- рівень шуму;
- вібраційні характеристики;
- параметри робочої рідини.

**1.4.1. Вибір діагностичних параметрів.** Вибір та оптимізація сукупності діагностичних параметрів для контролю технічного стану гідравлічних приводів є однією з основних задач при розробці систем їхнього діагностування. Для її розв’язання широко використовуються діагностичні моделі гідравлічних приводів, які описані нижче. Так, вводячи у логічну або функціональну схему досліджуваної системи гідроприводу з розщепленими параметрами можливі при експлуатації варіанти несправностей, одержуємо для кожного випадку сукупність вихідних параметрів логічних блоків системи  $\{z_i\}$ , що набувають значення “1” або “0” залежно від відповідності значення вимогам ТУ. Далі за отриманими значеннями  $z_i$  складається таблиця функцій несправностей (ТФН) [19], аналіз якої з використанням умов мінімізації булевих функцій дозволяє визначити мінімальну сукупність діагностичних параметрів для оцінки технічного стану системи гідроприводу і знаходження в ній елемента, що відмовив.

Для знайдення оптимальної сукупності діагностичних параметрів, що дозволяють визначити виникнення несправності у системі гідроприводу, необхідно для основних режимів роботи системи побудувати ТФН. Для цього за допомогою функціональної схеми системи з розщепленими параметрами аналізують зміни параметрів цієї системи при виникненні типових несправностей у її елементах (гідроагрегатах) в процесі експлуатації. Для складної системи гідроприводу умови зображення її елементів у вигляді логічних блоків виконуються не повністю, тому підставою для аналізу повинні служити не формальні правила проходження сигналу в логічних схемах, а результати експериментальних і теоретичних досліджень впливу можливих несправностей на вихідні параметри та працездатність конкретних агрегатів і

елементів, що входять у систему гідроприводу, а також функціональні параметри системи.

Аналіз отриманих ТФН дозволяє визначити мінімальну сукупність діагностичних ознак для оцінки функціонування гідроприводу і знаходження елемента, який відмовив. При цьому мінімальна сукупність діагностичних параметрів для оцінки справного або несправного стану гідроприводу повинна бути такою, щоб при виникненні будь-якої можливої несправності у системі і переході її зі стану  $e_0$  в один із станів  $e_{i-x}$  у відповідному стовпці ТФН проти хоча б одного з обраних діагностичних параметрів з'явилося значення "0". Таких мінімальних сукупних діагностичних параметрів для конкретного режиму роботи гідроприводу може бути декілька. У цьому випадку перевага віддається тим параметрам, контроль яких у процесі експлуатації може бути здійснений з мінімальними витратами, або тим, для яких існують добре розроблені технічні засоби контролю, що мають високу надійність.

Численні дослідження гідравлічних приводів машин показують, що для визначення їх технічного стану достатньо контролювати параметри, які оцінюють роботу ділянки гідравлічного живлення та вихідний функціональний параметр приводу (час виконання робочих операцій, максимальне зусилля або момент на вихідному валу привода та ін.).

### **1.5. Властивості діагностичних ознак**

Вибрані діагностичні ознаки повинні утворювати повну систему для забезпечення достовірного визначення технічного стану гідравлічного приводу. При їх виборі необхідно обов'язково враховувати характеристики взаємних статистичних зв'язків ознак, які відображають взаємозв'язки між різними фізичними процесами в гідроприводі. Знання взаємних статистичних зв'язків ознак дозволяє при необхідності встановлювати значення одних ознак за значеннями інших. Взаємозв'язані ознаки часто називають структурними.

При оптимізації номенклатури діагностичних ознак для оцінювання технічного стану гідравлічних приводів машин необхідно надавати перевагу тим ознакам, які мають найбільшу діагностичну цінність, дозволяють виявити несправність на можливо ранніх стадіях їх розвитку та які зручно визначати, вимірювати у процесі експлуатації і обробляти при аналізі. При цьому необхідно зазначити, що вибір й оптимізація діагностичних ознак залежать від обраного методу діагностування і є надзвичайно складним та відповідальним завданням.

Найбільш загальний підхід до вибору діагностичних ознак для оцінки технічного стану гідравлічних приводів полягає в аналізі втрат інформації,

зв'язаних з неповнотою контролю параметрів [19].

Центральне місце у теорії інформації займає поняття “ентропія системи”, яка визначає ступінь її невизначеності. Ентропія  $H(E)$  системи  $E$ , яка має  $n$  можливих станів з ймовірностями їх виникнення  $P(E_1), P(E_2), \dots, P(E_n)$ , визначається як

$$H(E) = \sum_{i=1}^n P(E_i) \log \frac{1}{P(E_i)} = - \sum_{i=1}^n P(E_i) \log P(E_i). \quad (1.1)$$

У формулі (1.1) логарифм може бути взятий при будь-якій основі, оскільки зміна основи логарифма приводить тільки до появи множника, тобто до зміни одиниці вимірювання.

Часто ентропію системи розраховують за двійковими логарифмами. Тоді

$$H(E) = - \sum_{i=1}^n P(E_i) \log_2 P(E_i). \quad (1.2)$$

У цьому випадку як одиницю ентропії приймають ступінь невизначеності системи, який має два можливих рівноймовірних стани. Ця одиниця вимірювання називається двійковою одиницею або бітом.

Ентропія системи є середнім значенням ентропій окремих її станів:

$$H(E) = \sum_{i=1}^n P(E_i) H(E_i). \quad (1.3)$$

У рівнянні (1.3)  $H(E_i)$  є оцінкою невизначеності окремого стану системи та визначається згідно з залежністю

$$H(E_i) = \log_2 [1/(E_i)]. \quad (1.4)$$

Ентропія системи, яка має  $n$  рівноймовірних станів, визначається за формулою

$$H(E) = \sum_{i=1}^n P(E_i) \log_2 P(E_i) = n \frac{1}{n} \log_2 n = \log_2 n. \quad (1.5)$$

Ентропія складної системи, яка складається з систем  $A$  і  $B$ , розраховується за формулою

$$H(AB) = - \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m P(A_i B_j) \log_2 P(A_i B_j), \quad (1.6)$$

де  $n$  і  $m$  – відповідно кількість можливих станів систем  $A$  і  $B$ .

Якщо системи  $A$  і  $B$  статистично незалежні, то ентропія системи  $AB$  дорівнює сумі ентропій систем  $A$  і  $B$ :

$$H(AB) = H(A) + H(B). \quad (1.7)$$

Якщо системи  $A$  і  $B$  статистично залежні, то ентропія складної системи  $AB$  може бути визначена із залежностей:

$$H(AB) = H(A) + H(B/A), \text{ або } H(AB) = H(A) + H(A/B), \quad (1.8)$$

де  $H(B/A)$  і  $H(A/B)$  – відповідно умовні ентропії системи  $B$  відносно системи  $A$  і системи  $A$  відносно системи  $B$ .

Умовна ентропія  $H(B/A)$  є середнім (очікуваним) значенням системи  $B$  при різних можливих реалізаціях системи  $A$ :

$$H(B/A) = \sum_{i=1}^n P(A_i) H(B/A_i) = - \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m P(A_i) P(B_j/A_i) \log_2 P(B_j/A_i). \quad (1.9)$$

Умовна ентропія  $H(B/A)$  характеризує статистичний зв'язок системи  $A$  і  $B$ . Якщо такий зв'язок відсутній, то  $P(B_j/A_i) = P(B_j)$  і  $H(B/A_i) = H(B/A) = H(B)$ , тобто залежності (1.8) перетворюються у (1.7).

При технічному діагностуванні інформацію про технічний стан системи визначають як різницю ентропій системи до і після отримання інформації. Якщо початкова ентропія системи дорівнює  $H(E)$ , а після отримання інформації  $H^*(E)$ , то внесена інформація

$$J = H(E) - H^*(E). \quad (1.10)$$

При діагностуванні гідравлічного приводу (системи  $E$ ) інформацію про його технічний стан отримують за допомогою системи діагностування (системи  $K$ ). Середня інформація або інформативність системи  $K$  відносно системи  $E$  визначається як

$$J_E(K) = H(E) - H(E/K). \quad (1.11)$$

Таким чином, інформація буде визначатися як різниця між початковою ентропією гідроприводу і його ентропією після того як стало відоме значення контрольованих діагностичних ознак та їх ймовірнісний зв'язок з технічним станом об'єкта контролю. Оскільки системи  $E$  і  $K$  є зв'язані, значення стану системи  $E$  змінить апіорну ймовірність стану системи  $K$ . Наприклад, якщо гідропривід знаходиться у несправному стані, то ймовірність надходження будь-яких сигналів від системи діагностування також зміниться. Таким чином маємо важливу для технічного діагностування властивість взаємності інформації, яка записується рівністю

$$J_E(K) = J_K(E), \quad (1.12)$$

де  $J_K(E)$  – середня інформація, що міститься у системі  $E$  відносно системи  $K$ :

$$J_K(E) = H(K) - H(K/E). \quad (1.13)$$

Оскільки  $H(K/E) = H(EK) - H(K)$ , з виразу (1.11) слідує важливе співвідношення, яке часто використовується при діагностуванні складних систем:

$$J_E(K) = H(E) + H(K) - H(EK). \quad (1.14)$$

Співвідношення (1.14) з урахуванням ймовірностей  $P(E)$ ,  $P(K)$  і  $P(EK)$  може бути записане у вигляді

$$J_E(K) = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m P(E_i K_j) \log_2 \frac{P(E_i K_j)}{P(E_i)P(K_j)}. \quad (1.15)$$

Інформація про стан системи  $E_i$ , отримана в результаті контролю  $K$  ознак, визначається зі співвідношення

$$J_{E_i}(K) = \sum_{j=1}^m P(K_j/E_i) \log_2 \frac{P(E_i K_j)}{P(E_i)P(K_j)}, \quad (1.16)$$

де  $P(K_j/E_i)$  – умовна ймовірність  $P(K_j/E_i) = P(E_i K_j)/[P(E_i)]$ .

Інформація, яку несе ознака  $K_j$ , відносно стану  $E_i$  визначається як

$$J_{E_i}(K) = \log_2 \frac{P(E_i K_j)}{P(E_i)P(K_j)}. \quad (1.17)$$

**Приклад 1.1.** Визначення ентропії систем. Є система, яка має два можливих стани (бінарна система). Ймовірність першого стану є  $P$ , другого –  $1 - P$ . Ентропія бінарної системи  $H = -\log_2 P - (1-P)\log_2(1-P)$ . Вона досягає максимуму при  $P = 0,5$ , при цьому  $H_{\max} = 1$  біт. Залежність  $H$  від  $P$  показана на рис. 1.1.

Розглянемо систему, яка складається з  $n$  елементів, кожний з яких може мати  $m$  станів. Необхідно визначити максимально можливу ентропію системи. Для розв'язання цієї задачі необхідно знайти кількість можливих станів системи  $N$ . Якщо кожен елемент може мати  $m$  станів та стан одного елемента довільно поєднується зі станом інших, то при двох елементах можуть утворюватися  $mm = m^2$  різних станів. У загальному випадку при  $n$  елементах кількість станів системи  $N = m^n$ .

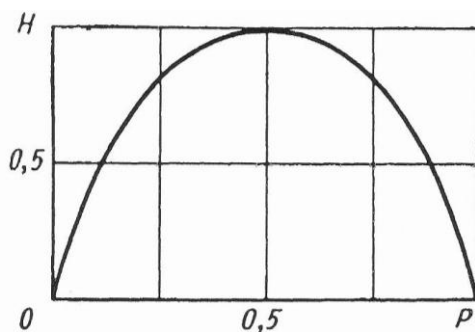








Рисунок 1.1 – Залежність ентропії бінарної системи від ймовірності першого стану

Для ілюстрації на рис. 1.2 наведено різні стани системи з трьох елементів, кожен з яких має два можливих стани (загальна кількість станів дорівнює восьми).

Оскільки система має  $N$  станів, то максимально можлива ентропія системи  $H_{\max} = \log_2 N = \log_2 m^n = n \log_2 m$ .

Величина  $H_{\max}$  досягається при рівній ймовірності усіх комбінацій (станів).

Елемент	Стан елементу	
1		
2		
3		
Код стану елементу	1	0

























Стани системи та їх коди									
				111					011
				110					010
				101					001
				100					000

Рисунок 1.2 – Стан системи з трьох елементів ( $n = 3$ ), кожен з яких має два стани ( $m = 2$ )

**Приклад 1.2.** Необхідно визначити інформацію при оцінюванні технічного стану аксіально-поршневого насоса зі змінним видатком за пульсаціями тиску  $\delta p$  за насосом в магістралі нагнітання, який встановлено в гідравлічній системі автонавантажувача. При експлуатації насосів цього типу встановлено, що зношення деталей вузла насоса, який качає, приводить до збільшення пульсацій тиску в магістралі нагнітання.

З 50 насосів, які досліджувалися, 35 знаходилися у справному стані (стан  $E'$ , а в інших 15 мало місце підвищене зношення деталей вузла, який качає (стан  $E''$ ). При цьому амплітуда пульсацій тиску за насосом у магістралі живлення гідравлічної системи автонавантажувача змінювалась від 0,8 до 4, МПа.

Розділимо діапазон зміни амплітуди пульсацій тиску на три ділянки: ділянка з амплітудою пульсацій тиску менше за 1 МПа, –  $K_{\delta p_1}$ ; ділянка, на якій пульсація тиску становить 1 ... 2 МПа, –  $K_{\delta p_2}$ ; ділянка, на якій амплітуда пульсацій більша за 2 МПа, –  $K_{\delta p_3}$ .

При проведенні аналізу необхідно враховувати, що на пульсацію тиску в магіс-

тралі живлення також впливають інші фактори, в тому числі і надлишковий тиск у магістралі всмоктування насоса та технічний стан гідросистеми автотранспортувача (справність гідроаккумулятора тощо).

Результати технічного стану досліджуваних насосів та дані контролю пульсацій тиску в гідравлічній системі автотранспортувача, в яких були встановлені насоси, наведені у табл. 1.1.

Розраховані значення ймовірностей  $P(E_i K_{\delta p_j})$ ,  $P(E_i)$  і  $P(K_{\delta p_j})$ , отримані за вихідними даними, зведені у табл. 1.2.

Таблиця 1.1. – Статистичні дані оцінки технічного стану насосів гідросистеми автотранспортувача

Амплітуда пульсацій тиску в магістралі живлення, $\delta p$ МПа	Стан системи вимірювання пульсацій тиску	Стан вузла насоса, який качає	
		справний $E'$	підвищене зношення $E''$
Менша за 1,0	$K_{\delta p_1}$	20	0
1 ... 2	$K_{\delta p_2}$	10	3
Більша за 2,0	$K_{\delta p_3}$	5	12

Таблиця 1.2. – Характеристики ймовірності оцінки технічного стану насосів гідросистеми автотранспортувача

$E_i$	$K_{\delta p_j}$			$P(E_i)$
	$K_{\delta p_1}$	$K_{\delta p_2}$	$K_{\delta p_3}$	
$E_1$	0,40	0,20	0,10	0,7
$E_2$	0	0,06	0,24	0,3
$P(K_{\delta p_j})$	0,40	0,26	0,34	–

Використовуючи формулу (1.15) розраховуємо середню інформацію стану вузла насоса який качає за результатами амплітуди пульсацій тиску в магістралі живлення гідросистеми автотранспортувача:

$$J_E(K) = \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^3 P(E_i K_j) \log_2 \frac{P(E_i K_j)}{P(E_i) P(K_j)} =$$

$$= \frac{1}{\lg 2} \left[ 0,40 \lg \frac{0,40}{0,70 \cdot 0,40} + 0,20 \lg \frac{0,20}{0,70 \cdot 0,26} + 0,10 \lg \frac{0,10}{0,70 \cdot 0,34} + \right.$$

$$\left. + 0 \lg \frac{0}{0,30 \cdot 0,40} + 0,06 \lg \frac{0,06}{0,30 \cdot 0,26} + 0,24 \lg \frac{0,24}{0,30 \cdot 0,34} \right] = 0,384.$$

Отримане значення середньої інформації стану вузла насоса, який качає, свідчить про те, що пульсація тиску в магістралі нагнітання неповною мірою характеризує його технічний стан.



Знайдемо значення інформації про справний стан вузла насоса, який качає, за результатами вимірювання амплітуди пульсацій тиску  $\delta p$  у магістралі живлення враховуючи, що  $P(K_{\delta p_j}/E_1) = P(E_1 K_{\delta p_j})/[P(E_1)]$ :

$$J_{E_1}(K_{\delta p}) = \sum_{j=1}^3 P(K_{\delta p_j}/E_1) \log_2 \frac{P(E_1 K_{\delta p_j})}{P(E_1)P(K_{\delta p_j})} =$$

$$= \frac{1}{\lg 2} \left[ \frac{0,40}{0,70} \lg \frac{0,40}{0,70 \cdot 0,40} + \frac{0,20}{0,70} \lg \frac{0,20}{0,70 \cdot 0,26} + \frac{0,10}{0,70} \lg \frac{0,10}{0,70 \cdot 0,34} \right] = 0,154.$$

Визначимо інформативність значення пульсацій тиску в магістралі живлення як діагностичної ознаки несправного стану вузла насоса, який качає:

$$J_{E_2}(K_{\delta p}) = \sum_{j=1}^3 P(K_{\delta p_j}/E_2) \log_2 \frac{P(E_2 K_{\delta p_j})}{P(E_2)P(K_{\delta p_j})} =$$

$$= \frac{1}{\lg 2} \left[ \frac{0}{0,30} \lg \frac{0}{0,30 \cdot 0,40} + \frac{0,06}{0,30} \lg \frac{0,20}{0,30 \cdot 0,26} + \frac{0,24}{0,30} \lg \frac{0,24}{0,30 \cdot 0,34} \right] = 0,895.$$

Проведемо оцінювання значення інформації про технічний стан вузла насоса, який качає, якщо відоме значення пульсацій тиску в магістралі живлення.

Якщо амплітуда пульсацій тиску в магістралі живлення менша 1 МПа, то

$$J_E(K_{\delta p_1}) = \sum_{i=1}^2 P(E_i/K_{\delta p_1}) \log_2 \frac{P(E_i K_{\delta p_1})}{P(E_i)P(K_{\delta p_1})} =$$

$$= \frac{1}{\lg 2} \left[ \frac{0,40}{0,40} \lg \frac{0,40}{0,70 \cdot 0,40} + \frac{0}{0,40} \lg \frac{0}{0,30 \cdot 0,40} \right] = 0,515.$$

Якщо амплітуда тиску в магістралі живлення становить 1 ... 2 МПа, то

$$J_E(K_{\delta p_2}) = \sum_{i=1}^2 P(E_i/K_{\delta p_2}) \log_2 \frac{P(E_i K_{\delta p_2})}{P(E_i)P(K_{\delta p_2})} =$$

$$= \frac{1}{\lg 2} \left[ \frac{0,20}{0,26} \lg \frac{0,20}{0,70 \cdot 0,26} + \frac{0,06}{0,26} \lg \frac{0,06}{0,30 \cdot 0,26} \right] = 0,018.$$

При амплітуді пульсацій тиску в магістралі живлення більшим за 2 МПа

$$J_E(K_{\delta p_3}) = \sum_{i=1}^2 P(E_i/K_{\delta p_3}) \log_2 \frac{P(E_i K_{\delta p_3})}{P(E_i)P(K_{\delta p_3})} =$$

$$= \frac{1}{\lg 2} \left[ \frac{0,10}{0,34} \lg \frac{0,10}{0,70 \cdot 0,34} + \frac{0,24}{0,34} \lg \frac{0,24}{0,30 \cdot 0,34} \right] = 0,503.$$

Таким чином, найбільшу інформацію маємо, коли значення пульсацій тиску в магістралі живлення буде менше 1 МПа або більше 2 МПа (стан  $K_{\delta p_1}$  та  $K_{\delta p_3}$ ).

Проведемо оцінювання кількості інформації за результатами вимірювання амплітуди пульсацій тиску в магістралі живлення про несправний технічний стан вузла насоса, який качає.

При амплітуді пульсацій тиску в магістралі живлення меншій 1 МПа

$$J_{E_2}(K_{\delta p_1}) = \frac{1}{\lg 2} \lg \frac{0}{0,30 \cdot 0,40} = -\infty.$$

При амплітуді пульсацій тиску 1 ... 2 МПа

$$J_{E_2}(K_{\delta p_2}) = \frac{1}{\lg 2} \lg \frac{0,06}{0,30 \cdot 0,26} = -0,3786.$$

При амплітуді пульсацій тиску більшій за 2 МПа

$$J_{E_2}(K_{\delta p_3}) = \frac{1}{\lg 2} \lg \frac{0,24}{0,30 \cdot 0,34} = -1,235.$$

З аналізу отриманих результатів можна зробити висновок, що найбільшу інформацію про технічний стан вузла насоса, який качає, отримуємо тоді, коли амплітуда пульсацій тиску в магістралі живлення менша за 1 МПа, оскільки в цьому випадку можна впевнено стверджувати, що вузол насоса, який качає, не може знаходитися у несправному стані.

Розглянемо більш детально основні властивості сукупності діагностичних ознак  $K$ , до яких у першу чергу необхідно віднести діагностичну цінність (вагу) та чутливість.

При діагностуванні гідроприводу область можливих значень параметра, який вимірюється (діагностичної ознаки), у більшості випадків розбивається на інтервали, і характерним є значення параметра у цьому інтервалі. У зв'язку з цим результат кількісного значення параметра, який вимірюється, може розглядатися як ознака, яка набуває декількох можливих станів (яка має декілька розрядів). Наприклад, тиск живлення у гідравлічних системах деяких вітчизняних літаків при відключених споживачів повинен бути  $p_{\text{ж}} = 21,0^{+0,7}_{-1,0}$  МПа. Залежно від технічного стану системи тиск  $p_{\text{ж}}$  у магістралі живлення може бути в межах або за межами ТУ, тобто у цьому випадку параметр  $p_{\text{ж}}$  буде мати три розряди. Розряди (ознаки) часто називають інтервалами діагностування.

У загальному випадку  $m$  розрядна ознака  $K_j$  має  $m$  можливих станів:  $k_{j_1}, k_{j_2}, \dots, k_{j_m}$ . Якщо в результаті діагностування виявлено, що для цього стану гідроприводу ознака  $K_j$  має значення  $k_{j_s}$ , то це значення називають реалізацією ознаки.

Діагностична цінність ознаки визначається інформацією, яка вноситься ознакою у систему стану об'єкта діагностування. Як діагностичну вагу реалізації ознаки  $K_j$  для стану  $E_i$  гідравлічного привода приймають

$$D_{E_i}(k_{j_s}) = \log_2 \frac{P(E_i/k_{j_s})}{P(E_i)} = \log_2 \frac{P(k_{j_s}/E_i)}{P(k_{j_s})}, \quad (1.18)$$

де  $P(E_i/k_{j_s})$  – ймовірність визначення стану  $E_i$  за умови, що ознака  $K_j$  набуде значення  $k_{j_s}$ ;  $P(E_i)$  – апіорна ймовірність діагнозу;  $P(E_i/k_{j_s})$  – ймовірність потрап-

ляння ознаки  $K_j$  в інтервал  $s$  для гідравлічного приводу у стані  $E_i$ ;  $P(k_{j_s})$  – ймовірність появи цієї ознаки у всіх гідравлічних приводів, які досліджуються і які мають різний технічний стан.

**Приклад 1.3.** Відповідно до регламенту технічного обслуговування середньомагістрального літака в процесі експлуатації здійснюють перевірку технічного стану насосної станції гальмівної гідросистеми літака за часом зарядження гідроаккумулятора  $\tau_{\text{зар}}$ . На час зарядження гідроаккумулятора від насосної станції впливає загальний рівень внутрішніх витоків у гальмівній системі літака та технічний стан гідроаккумулятора. За ТУ час зарядки гідроаккумулятора від насосної станції при відсутності споживання енергії не повинен перевищувати 20 с.

На підставі обробки статистичних даних експлуатації групи літаків цього типу отримані наступні ймовірності характеристики значень ознаки яка контролюється для справного стану  $E'$  та несправного стану  $E''$  стану насосної станції (табл. 1.3).

Таблиця 1.3. – Ймовірнісні характеристики оцінки технічного стану насосних станцій

$E$	$\tau_{\text{зар}}$			$P(E)$
	$\tau_{\text{зар}} < 16 \text{ с}$	$16 \text{ с} < \tau_{\text{зар}} < 20 \text{ с}$	$\tau_{\text{зар}} > 20 \text{ с}$	
$E'$	0,60	0,30	0,10	0,80
$E''$	0	0,30	0,70	0,20
$P(k_{j_s})$	0,48	0,30	0,22	–

Час зарядження гідроаккумулятора гальмівної системи літака від насосної станції  $\tau_{\text{зар}}$  являє собою ознаку  $K_j$ , яка має три діагностичні інтервали. Значення  $P(k_{j_s})$  визначається з співвідношення  $P(k_{j_s}) = P(E')P(k_{j_s}/E') + P(E'')P(k_{j_s}/E'')$ .

Діагностична цінність інтервалів:

$$D_{E'}(k_{j_1}) = \log_2 \frac{P(k_{j_1}/E')}{P(k_{j_1})} = \log_2 \frac{0,60}{0,48} = 0,32;$$

$$D_{E'}(k_{j_2}) = \log_2 \frac{P(k_{j_2}/E')}{P(k_{j_2})} = \log_2 \frac{0,30}{0,30} = 0;$$

$$D_{E'}(k_{j_3}) = \log_2 \frac{P(k_{j_3}/E')}{P(k_{j_3})} = \log_2 \frac{0,10}{0,22} = -1,14;$$

$$D_{E''}(k_{j_1}) = \log_2 \frac{P(k_{j_1}/E'')}{P(k_{j_1})} = \log_2 \frac{0}{0,48} = -\infty;$$

$$D_{E''}(k_{j_2}) = \log_2 \frac{P(k_{j_2}/E'')}{P(k_{j_2})} = \log_2 \frac{0,30}{0,30} = 0;$$

$$D_{E''}(k_{j_3}) = \log_2 \frac{P(k_{j_3}/E'')}{P(k_{j_3})} = \log_2 \frac{0,70}{0,22} = 1,67.$$

Аналіз отриманих результатів вказує, що діагностична вага другого інтервалу дорівнює 0, тобто якщо час зарядження гідроакумулятора гальмівної системи від насосної станції становить 16 ... 20 с, то оцінювати технічний стан насосної станції тільки за цією ознакою – неефективно. Діагностична цінність першого інтервалу для несправного стану насосної станції прямує до  $-\infty$ , що заперечує за статистичними даними можливість несправного стану насосної установки.

**Приклад 1.4.** Нехай вимірюються параметр  $x$ , можливі значення якого знаходяться в межах  $0 \leq x \leq 1$ . Обстеження великої кількості об'єктів дозволило зробити висновок, що усі значення у вказаному діапазоні рівномірні, однак для об'єктів з діагнозом  $D_1$  вони знаходяться у межах від 0,5 до 0,75. Необхідно визначити доцільне розбиття діапазону  $x$  на рівні діагностичні інтервали, причому результати обстеження повинні мати найбільшу діагностичну цінність для встановленого діапазону.

Розглянемо декілька випадків. нехай діапазон  $x$  розбивається на два інтервали:  $0-0,5$  і  $0,5-1$ . якщо обстеження за параметром  $x$  утворює ознаку  $k_1$ , то наявність  $x$  у першому інтервалі становить ознака  $k_{11}$ , у другому –  $k_{12}$ . Очевидно, що  $P(k_{11})=0,5$ ;  $P(k_{11}/D_1)=0$ ;  $P(k_{12})=0,5$ ;  $P(k_{12}/D_1)=1$ . За перетвореною формулою (1.18) знаходимо

$$D_1(k_1) = \sum_{s=1}^2 P(k_{1s}/D_1) \log_2 [P(k_{1s}/D_1)/P(k_{1s})] = 0 + 1 \log_2 (1/0,5) = 1.$$

При розбитті на чотири діагностичні інтервали ( $0-0,25$ ;  $0,25-0,5$ ;  $0,5-0,75$ ;  $0,75-1$ ) отримуємо  $D_1(k_1) = \sum_{s=1}^4 P(k_{1s}/D_1) \log_2 [P(k_{1s}/D_1)/P(k_{1s})] = 0 + 0 + 1 \log_2 (1/0,25) = 2.$

При розбитті на вісім діагностичних інтервалів ( $0-0,125$ ;  $0,125-0,25$  і т.д.) отримуємо  $D_1(k_1) = \sum_{s=1}^8 P(k_{1s}/D_1) \log_2 [P(k_{1s}/D_1)/P(k_{1s})] = 0 + 0 + 0 + 0 + 0,5 \log_2 (0,5/0,125) = 2.$

Таким чином діагностична цінність обстеження збільшилася вдвічі при переході від двох діагностичних інтервалів до чотирьох, а подальше збільшення інтервалів не приводить до зростання  $D_1(k_1)$ . Отриманий результат має загальний характер. Зі збільшенням кількості діагностичних інтервалів діагностична цінність ознаки зростає або залишається попередньою, однак аналіз результатів стає більш трудомістким. Крім того, збільшення кількості діагностичних інтервалів часто потребує використання додаткового статистичного матеріалу для отримання необхідної достовірності значення ймовірностей інтервалів.

Чутливість діагностичної ознаки визначається ступенем зміни її значення при зміні структурних параметрів системи. Кількісно чутливість ознаки  $K_j$

оцінюється коефіцієнтом чутливості  $v_j$ , який у першому наближенні може бути визначений з рівняння

$$v_j = \Delta k_{js} / \Delta y_j, \quad (1.19)$$

де  $y_j$  – структурний параметр об'єкта діагностування, зв'язаний з діагностичною ознакою залежністю  $K_j = \varphi(y_j)$ ;  $\Delta y_j$  – зміна структурного параметра  $y_j$ ;  $\Delta k_{js}$  – прирощення реалізації ознаки  $k_{js}$ .

Вочевидь, чим більша чутливість ознаки  $v_j$ , тим на більш ранніх стадіях розвитку несправностей у системі гідравлічного приводу вона може бути виявлена. Вихідні параметри системи, чутливість яких до зміни структурних параметрів мала, недоцільно вибирати як діагностичні ознаки.

### **1.6. Діагностичні моделі гідравлічних приводів**

Оптимальне розв'язання задач діагностування гідравлічних приводів машин може бути здійснено тільки на основі комплексних теоретичних і експериментальних досліджень множини  $E$  станів, в яких вони можуть знаходитися під час експлуатації. Такі дослідження зручно проводити за допомогою аналітичного опису або графоаналітичного подання основних властивостей гідравлічних приводів як об'єктів діагностування, які називають діагностичними моделями. У загальному випадку під діагностичною моделлю системи гідроприводу розуміють формальний опис або графоаналітичне подання, яке відображає основні зміни, що відбуваються в об'єкті діагностування при експлуатації.

Як діагностичні моделі складних технічних систем можуть розглядатися диференціальні рівняння, логічні співвідношення, діаграми проходження сигналів, графи причинно-наслідкових зв'язків тощо.

При діагностуванні гідравлічних приводів машин як діагностичні моделі найбільш часто використовують аналітичні моделі і структурно-функціональні схеми, які дозволяють визначити функціональні зв'язки між структурними і вихідними параметрами гідроприводу, його окремими функціональними ділянками та агрегатами.

**1.6.1. Аналітичні моделі.** Вони знайшли широке застосування при дослідженні окремих агрегатів гідравлічних приводів і їх елементів.

У загальному випадку зв'язок між вихідними параметрами гідравлічного агрегату, який знаходиться у справному стані, його структурними (внутрішніми) параметрами і зовнішніми впливами у визначений момент часу може бути поданий у вигляді векторної функції

$$\mathbf{Z} = \Psi (\mathbf{X}, \mathbf{Y}_{\text{поч}}, t), \quad (1.20)$$

де  $\mathbf{Z}$  – вектор вихідних параметрів агрегату;  $\mathbf{Y}_{\text{поч}}$  – вектор початкових значень структурних параметрів агрегату;  $\mathbf{X}$  – вектор керуючих впливів;  $t$  – час.

Вираз (1.20) є системою передатних функцій справного гідроагрегату. За аналогією система передатних функцій для гідроагрегату, який знаходиться у  $q$ -му несправному стані, описується залежністю

$$\mathbf{Z}_q = \Psi_q (\mathbf{X}, \mathbf{Y}_{q \text{ поч}}, t). \quad (1.21)$$

При цьому вектор початкових значень внутрішніх змінних  $\mathbf{Y}_{q \text{ поч.}}$ , у загальному випадку, не співпадає з вектором  $\mathbf{Y}_{\text{поч}}$  для справного стану гідроагрегата.

У подальшому для фактичних значень векторів  $\mathbf{Z}$ ,  $\mathbf{Y}_{\text{поч}}$  і  $\mathbf{X}$ , які отримують при діагностуванні агрегатів гідравлічних приводів, вводиться знак \*, таким чином фактична передатна функція агрегату за  $j$ -м параметром набуде вигляду

$$z_j^* = \Psi (x_j^*, y_j^*, t).$$

Передатні функції гідроагрегатів у вигляді (1.20) або (1.21) зазвичай отримують шляхом аналізу системи нелінійних диференціальних рівнянь, що описують їх роботу. Якщо для конкретного випадку цю систему шляхом застосування різних методів лінеаризації для експлуатаційного діапазону зміни параметрів векторів  $\mathbf{X}$  і  $\mathbf{Y}_{\text{поч}}$  вдається привести до еквівалентного лінеаризованого вигляду, то в результаті аналітичних перетворень діагностична модель гідроагрегату набуде вигляду

$$\mathbf{Z}(t) = L \mathbf{Z}(t), \quad (1.22)$$

де  $L$  – лінійний оператор.

Використання як діагностичних моделей лінійних операторів дозволяє сформулювати умови працездатності гідроприводу у загальному вигляді як обмеження переміщення полюсів та нулів передатної функції на площині комплексних змінних і визначити допустимі зміни параметрів, які контролюються. Однак для побудови такої моделі необхідно вимірювати з достатньою точністю велику кількість параметрів гідроприводу, що практично важко здійснити. У зв'язку з цим на практиці зазвичай обмежуються побудовою моделей на основі передатних функцій для обмеженої кількості входів та виходів.

Оскільки гідравлічні приводи машин, гідроагрегати та гідроприсрої є складними нелінійними динамічними системами, які описуються нелінійними диференціальними рівняннями високих порядків, аналітичні методи їх дослідження мають великі труднощі. Дослідження гідравлічних приводів машин та гідроагрегатів, у більшості випадків, проводять чисельними методами з засто-

суванням ПК. Чисельні методи дозволяють отримати шукані значення складових векторів  $\mathbf{Z}$  і  $\mathbf{Z}_q$  залежно від технічного стану гідроприводу (від його структурних параметрів в експлуатаційному діапазоні їх зміни).

Для оцінювання стану гідравлічних систем приводів та окремих агрегатів при експлуатації зміну значень вихідних параметрів  $z_j^*$  порівнюють зі значеннями векторів  $\mathbf{Z}$  і  $\mathbf{Z}_q$ . У результаті такого порівняння може бути визначено у якому (справному або несправному) стані знаходиться об'єкт діагностування і можливі причини несправностей, що виникли в ньому.

**1.6.2. Структурно-функціональні моделі.** Більш придатним для діагностування систем гідроприводів є використання структурно-функціональних схем з використанням для їх аналізу методів алгебри-логіки і теорії графів. Слід зазначити, що характерною рисою систем гідравлічних приводів машин є те, що їхні принципові схеми можуть бути легко розбиті на блоки структурних схем. Блоками в цьому випадку є гідроагрегати (бак, фільтр, гідроаккумулятор, гідроциліндр тощо) або окремі вузли (наприклад вузол генератора подачі насоса, золотниковий розподільник слідкуючого гідропідсилювача та ін.). Виходом такого блока  $S_i$  (рис. 1.3, а) є вектор  $\mathbf{Z}_i$  параметрів  $z_{ji}$ , що характеризують стан потоку робочої рідини на виході гідроагрегата або стан вихідного елемента гідродвигуна. Складовими частинами вектора  $\mathbf{Z}_i$  є тиск, витрата, температура робочої рідини, її забрудненість та деякі інші параметри для джерел видатків та агрегатів гідророзподільної апаратури, а також положення, швидкість переміщення, кутова швидкість вихідної ланки, зусилля, яке розвиває гідродвигун, крутний момент на його вихідному валу. Входами для блока  $S_i$  є вектор  $\mathbf{X}_i$  керуючих впливів і вектор  $\mathbf{Y}_i$  параметрів, що характеризують стан потоку робочої рідини на вході у гідроагрегат. Для насосів і насосних станцій складовими вектора  $\mathbf{Y}_i$  є також параметри механічного або електричного приводу (потужність, частота обертання та ін.), а для електрогідравлічних агрегатів – параметри електроживлення.

Перехід від структурної схеми гідроприводу системи до функціональної здійснюється шляхом розщеплення входів і виходів блоків структурної схеми на складові (рис. 1.3, б), а також розщеплення блоків  $S_i$  на блоки  $S_{ji}$  та їхнього з'єднання у функціональні ланцюжки за параметрами розщеплення, у яких вихідний параметр  $z_{ji}$  блока  $S_{ji}$  є входом  $Y_{j(i+1)}$  блока  $S_{j(i+1)}$ . Якщо при цьому зберігається структура побудови досліджуваної системи гідроприводу, то отриману схему називають структурно-функціональною схемою гідравлічного приводу з розщепленими параметрами.



Рисунок 1.3 – Розщеплення параметрів входу і виходу блока структурної схеми системи гідроприводу

Основні особливості побудови структурно-функціональних схем гідравлічних приводів розглянемо на прикладі спрощеної схеми гідравлічного приводу, як показано на рис. 1.4.

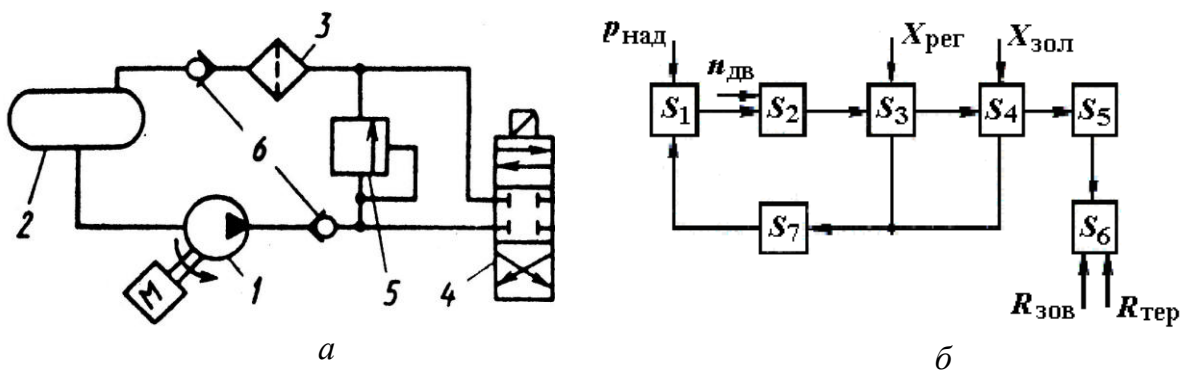


Рисунок 1.4 – Схеми гідроприводу з насосом постійної подачі:

*a* – гідравлічна: 1 – насос постійної подачі; 2 – бак; 3 – фільтр; 4 – золотниковий гідророзподільник; 5 – зворотний клапан; *б* – структурна:  $S_i$  –  $i$ -й блок структурної схеми гідроприводу, що відповідає  $i$ -му елементу гідравлічної схеми

Робота гідросистеми приводу полягає у такому. Робоча рідина з бака  $S_1$  самопливом або під тиском  $p_{\text{над}}$  подається на вхід насоса  $S_2$  постійної подачі. Привід насоса здійснюється від двигуна внутрішнього згоряння, частота обертання якого  $n_{\text{дв}}$  може змінюватися, в той час як подача насоса залежить від режиму роботи двигуна. Від насоса робоча рідина подається до регулятора тиску  $S_3$ , що регулюється оператором за допомогою керуючого сигналу  $X_{\text{рег}}$ . Регулятор підтримує в лінії нагнітання потрібний тиск  $p_{\text{рег}}$ , зливаючи надлишок робочої рідини у зливну магістраль. Робоча рідина під тиском  $p_{\text{рег}}$  надходить на вхід золотникового розподільника  $S_4$ , положення золотника якого залежить від керуючого сигналу  $X_{\text{зол}}$ . При переміщенні золотника відповідно до сигналу  $X_{\text{зол}}$  робоча рідина з лінії нагнітання, дроселюючись на напірній кромці золотника, потрапляє в одну з порожнин гідроциліндра  $S_5$ . Друга порожнина гідроциліндра через зливну кромку золотника з'єднується зі зливною магістраллю. Вихідний



шток гідроциліндра з'єднаний з органом керування  $S_6$  машини. Зусилля, що розвиває гідроциліндр, переборюючи зовнішнє навантаження на орган керування  $R_{\text{зов}}$  та сили тертя  $R_{\text{тер}}$ , переміщує орган керування  $S_6$ . Робоча рідина у зливній магістралі надходить від регулятора тиску  $S_3$  та золотникового гідророзподільника  $S_5$ , проходить через фільтр  $S_7$  та потрапляє в бак  $S_1$ .

Особливістю роботи золотникового гідророзподільника  $S_4$  є наявність витоків робочої рідини в зливну магістраль, розмір яких залежить від перепаду тиску  $p_{\text{рег}} - p_{\text{зл}}$  між магістраллю нагнітання та зливною магістраллю системи. З метою спрощення побудови структурно-функціональної схеми з розщепленими параметрами для системи гідроприводу, що розглядається, в ній упущено ряд елементів, таких як запобіжний клапан, холодильник, фільтр тонкого очищення в напірній магістралі та деяких інших.

Структурно-функціональна схема гідроприводу з розщепленими параметрами, що розглядається, наведена на рис. 1.5. Розщеплення вектора вихідних параметрів блоків структурної схеми робилося за такими складниками: витрата робочої рідини  $Q$ , тиск  $p$ , перепад тиску в агрегаті  $\Delta p$ . При необхідності до кількості розщеплених складників можуть бути додані: температура робочої рідини  $t_p$ , її забрудненість, пульсація тиску в лінії нагнітання та ряд інших параметрів, що характеризують стан потоку робочої рідини на виході з агрегату. Додатково у кількість розщеплених параметрів для гідробака  $S_1$  входить рівень рідини  $H_6$  у баці, кількість внутрішніх витоків  $Q_{\text{вит.зол}}$  для золотникового розподільника  $S_4$ .

Розщепленими параметрами для виконавчого гідродвигуна (гідроциліндра  $S_5$ ) будуть такі: тиск  $p_1$  та  $p_2$  у порожнинах гідроциліндра, витрати рідини, що надходить до напірної порожнини гідроциліндра  $Q_{\text{н.ц}}$  та тієї, що витискається зі зливної порожнини  $Q_{\text{зл.ц}}$ , а також зусилля  $R_{\text{шт}}$  на вихідному штоку та швидкість його переміщення  $v_{\text{шт}}$ . Вихідним параметром системи є швидкість переміщення  $v(t)$  керуючого органа  $S_6$  або час його переміщення за повний робочий хід.

До зовнішніх параметрів можна віднести такі: тиск наддуву гідробака  $p_{\text{над}}$ , зовнішнє навантаження  $R_{\text{зов}}$  та силу тертя  $R_{\text{тер}}$  органа керування, а також частоту обертання  $n_{\text{дв}}$  привідного вала насоса. Керуючими зовнішніми сигналами є  $X_{\text{рег}}$  та  $X_{\text{зол}}$ .

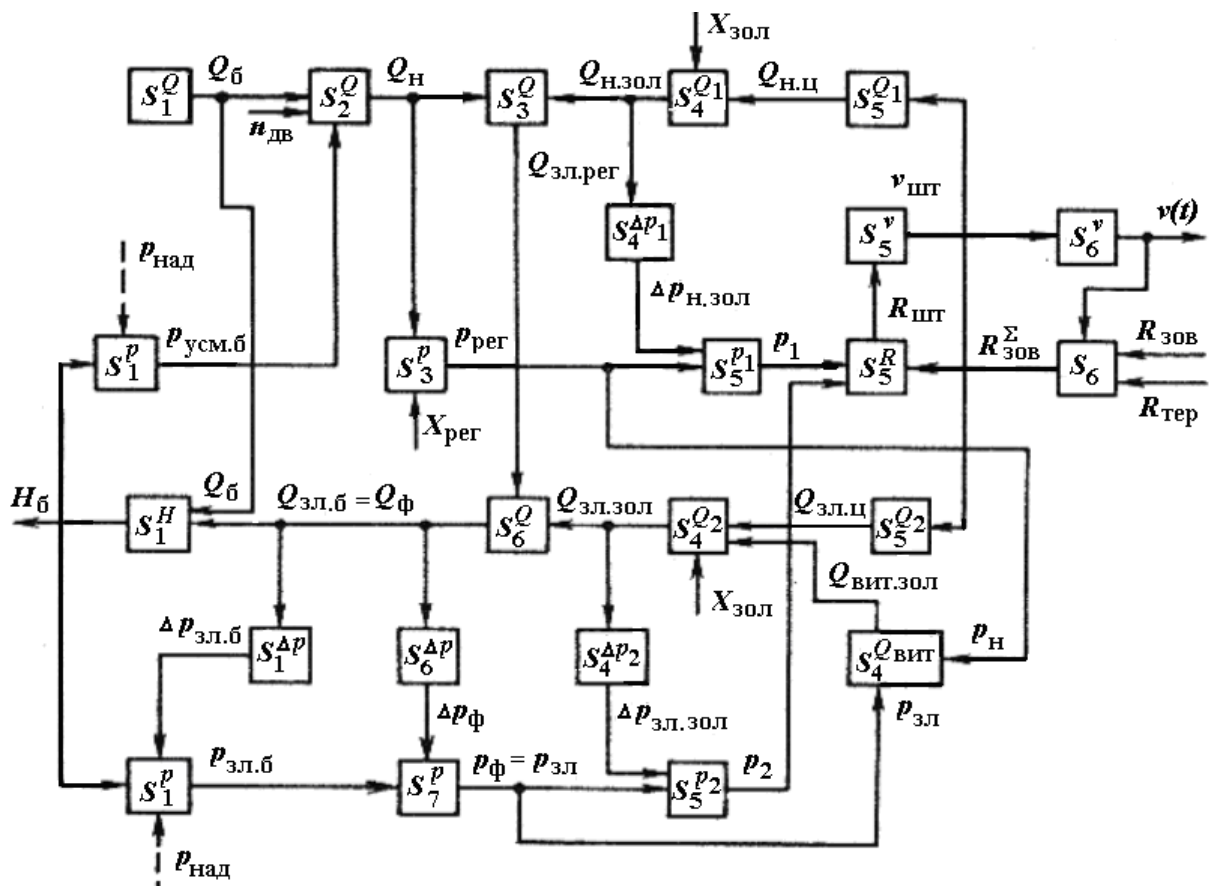


Рисунок 1.5 – Структурно-функціональна схема гідроприводу з розщепленими параметрами:  $S_i^Q, S_i^p, S_i^{\Delta p}, S_i^R, S_i^V, S_i^{Q_v}, S_i^H$  – розщеплення блока  $S$  на субблоки за параметрами  $Q, p, \Delta p, R, V, Q_v, H$

При побудові структурно-функціональної схеми з розщепленими параметрами враховувалося, що перепад тиску на гідроагрегаті або його елементі залежить від витрати робочої рідини через гідроагрегат та гідравлічний опір. При цьому зниженням тиску по довжині трубопроводів нехтуємо або враховуємо його при визначенні перепаду тиску на відповідному агрегаті.

Необхідно мати на увазі, що при зміні режиму роботи гідроприводу може відбуватися зміна внутрішніх зв'язків між блоками  $S_i^j$ , зміна параметрів зовнішніх впливів  $X_i$ , а ряд агрегатів або елементів можуть бути виключені із схеми функціонування. Наприклад, при відсутності керуючого сигналу  $X_{зол}$  та знаходження золотникового гідророзподільника у нейтральному положенні перекривається подача робочої рідини до гідроциліндра  $S_5$ . Таким чином, кожному режиму роботи гідроприводу повинна відповідати своя структурно-функціональна схема з розщепленими параметрами.

При побудові функціональних схем з розщепленими параметрами слід

також враховувати такі особливості роботи систем гідроприводів. Вважають, що у системі відсутні розриви суцільності потоку рідини. Витрата рідини у системі визначається витратою рідини через гідродвигуни та загальними витоками у системі. Тиск у напірній лінії системи визначається налаштуванням регулятора тиску або при застосуванні насоса змінної подачі та гідравлічного акумулятора – робочою точкою характеристики гідроакумулятора, положення якої залежить від співвідношення витрат у системі та подачі насоса. В останньому випадку тиск  $p_n$  за насосом змінної подачі буде визначатися тиском на вході гідроакумулятора та гідравлічним опором ділянки гідросистеми між насосом та гідроакумулятором. Тиск  $p_i$  на вході інших агрегатів напірної ділянки буде рівним тиску  $p_{i-1}$ , що підводиться, за виключенням перепаду тиску  $\Delta p_i$  на агрегаті внаслідок його гідравлічного опору. Тиск у зливній магістралі системи визначається гідравлічним опором агрегатів та елементів зливної магістралі і витратою робочої рідини. Рівень робочої рідини в гідробаку залежить від співвідношення витрати робочої рідини, що витікає з бака  $Q_6$ , та тієї, що потрапляє в бак, –  $Q_{зл.б}$ .

Отримані функціональні схеми з розщепленими параметрами для складних систем гідравлічних приводів машин рекомендовано використовувати як діагностичні моделі для подальшої розробки діагностики гідравлічних приводів.

**1.6.3. Логічні моделі.** Номінальне значення вихідних функціональних параметрів гідравлічних приводів, як правило, наведені в технічних умовах. Сукупність номінальних значень вихідних параметрів для кожної конкретної системи гідроприводу визначає область їх допустимих значень. Аналогічно визначається область допустимих значень і для вихідних функціональних параметрів окремих агрегатів, що входять у систему гідроприводу. Контроль технічного стану гідроприводів при експлуатації в багатьох випадках проводять з використанням оцінок виду “в допуску – не в допуску”, “в нормі – не в нормі”, “в ТУ – не в ТУ”, а саме, тут має місце спосіб діагностування з використанням допусків. У зв’язку з використанням таких оцінок при контролі технічного стану систем гідравлічних приводів машин виникає прагнення багатьох вітчизняних та зарубіжних дослідників застосувати при розробці діагностики гідравлічних приводів математичні моделі логічного типу, а для аналізу останніх – методи алгебри-логіки.

Логічна модель системи гідравлічного приводу може бути побудована шляхом перетворення її структурно-функціональної схеми з розщепленими па-

раметрами, в якій функціональні блоки  $S_i$  замінюються на блоки логічної схеми  $W_i$ . Входи та виходи таких блоків вважаються двійковими логічними вхідними (вихідними) змінними, що набувають значення “істина” (1), якщо значення відповідних їх входів (виходів) допустимі (знаходяться в межах ТУ), і значення “хибний” (0) – в іншому випадку.

Застосування логічних моделей для цілей діагностування потребує виконання ряду умов і, перш за все, правильності всіх включених в логічну схему об’єкта діагностування блоків, а саме, щоб при наявності декількох входів  $y_i = \{y_{ji}\}$  кожен  $i$ -й блок мав тільки один вихід  $z_i$ . При цьому вихід  $z_i$  блока був би допустимим тільки в тому випадку, коли всі його входи допустимі ( $y_{ji} = 1$ ) і блок  $W_i$  знаходиться у працездатному стані. У цьому випадку вихідну функцію блока можна розглядати як кон’юнкцію змінних  $y_i$  та  $W_i$ :

$$z_i = y_i \cdot W_i. \quad (1.23)$$

Логічна модель об’єкта вважається правильною, якщо для будь-якої пари блоків підмножина допустимих значень входу та виходу і підмножина їх недопустимих значень співпадають, якщо вихід одного з блоків є входом іншого, а для блоків, що мають однакові входи, підмножина допустимих значень та підмножина недопустимих значень їх входів співпадають.

Вводячи в логічну схему системи, що досліджується, можливі в експлуатації гідроприводу несправності, отримуємо для кожного випадку сукупність параметрів логічних блоків  $\{z_i\}$ , що набувають значення “1” або “0” залежно від відповідності значень  $z_i$  вимогам ТУ. Якщо система справна, то значення виходів усіх логічних блоків повинні набувати значення “1”.

Як приклад побудови логічної схеми гідроприводу розглянемо функціональну ділянку гідропідйомника, спрощені принципова та структурна схеми якого наведені на рис. 1.6. Підйом або опускання платформи підйомника  $S_3$  здійснюються за допомогою гідродвигуна  $S_2$ , робоча рідина до якого під тиском  $p_n$  подається через золотниковий кран  $S_1$ . Відпрацьована рідина відводиться у зливну магістраль, тиск в якій  $p_{зл}$ . Керування золотниковим краном здійснюється за допомогою керуючого сигналу  $x$ . Зовнішніми впливами системи є зусилля  $R_{зов}$  та сила тертя  $R_{тер}$  гідропідйомника.

Логічна схема системи, що розглядається для режиму підймання платформи, наведена на рис 1.6, в. Блоками логічної схеми є “розщеплені” блоки структурної схеми, входи та виходи яких мають властивість двійкових логічних

змінних. Якщо керуючі ( $x$ ) та зовнішні ( $p_n$ ,  $p_{зл}$ ,  $R_{зов}$ ,  $R_{тер}$ ) параметри знаходяться в межах вимог ТУ, то для справної системи виходи кожного логічного блока  $W_{ij}$  будуть мати значення “1” та вихідний параметр системи – швидкість підйому платформи  $v(t)$ , також буде відповідати вимогам ТУ.

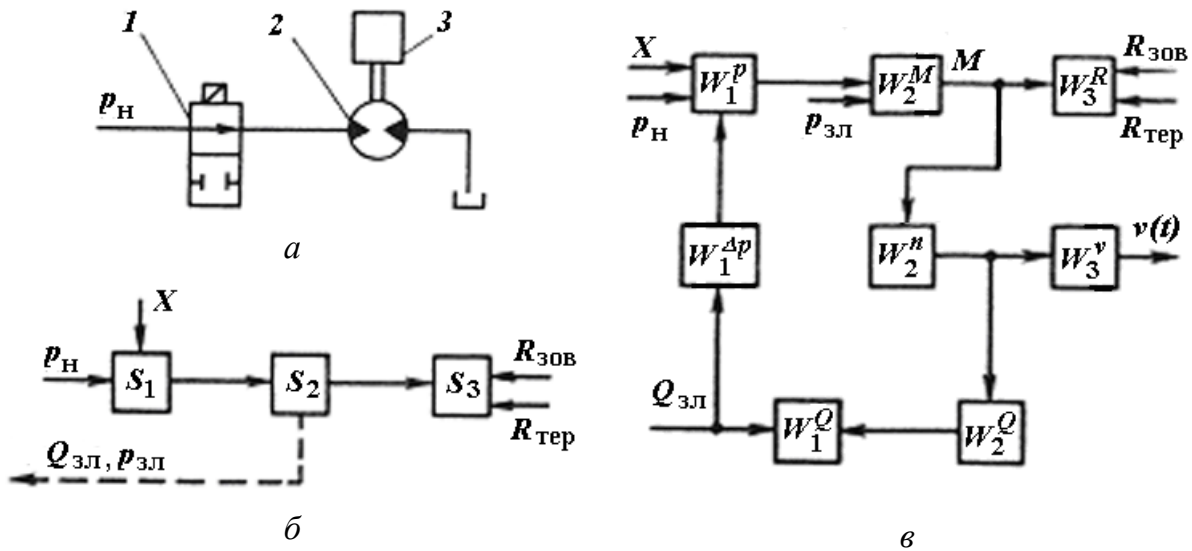


Рисунок 1.6 – Схема функціональної ділянки гідроприводу підйомника:  
 а – гідравлічна: 1 – електромагнітний кран; 2 – гідродвигун; 3 – платформа; б – структурна; в – логічна:  $S_i$  та  $W_i$  –  $i$ -ті блоки структурної та логічної схем, що відповідають  $i$ -му елементу функціональної ділянки гідроприводів

При виникненні несправності у системі, наприклад, при збільшенні внутрішніх витоків у гідродвигуні  $Q_{вит2}$  вище припустимих, витрата рідини через гідродвигун  $Q_2$  при тій же частоті обертання  $n$  вихідного вала буде перевищувати витрату рідини за ТУ та вихід блока  $W_2^Q$  набуде значення “0”. Відповідно витрата рідини через золотниковий кран  $Q_1$  перевищуватиме витрату рідини за ТУ, та вихід блока  $W_2^Q$  також набуває значення “0”. Збільшення витрати рідини через золотниковий кран при тому ж його гідравлічному опорі збільшить перепад тиску  $\Delta p_1$  в агрегаті та приведе до зниження тиску перед гідродвигуном, а саме – виходи блоків  $W_1^{\Delta p}$  та  $W_1^p$  наберуть значення “0”. Зниження тиску перед гідродвигуном приведе до зниження обертового моменту  $M$  на його вихідному валу, зниження частоти обертання  $n$  гідродвигуна при тому ж навантаженні та зменшення швидкості  $v(t)$  підйому платформи. Таким чином, значення блоків  $W_2^M$ ,  $W_2^n$  та  $W_3^v$  також стануть рівними нулю. Поява значень “0” на виході блоків логічної схеми системи, що розглядається, буде вказувати на на-

явність у ній несправності.

Поглиблений аналіз взаємозв'язків між вхідними та вихідними параметрами окремих агрегатів, що входять у структуру складних систем гідравлічних приводів машин, та технічним станом цих агрегатів показує, що на практиці у ряді випадків мають місце порушення виконання умов правильності роботи окремих агрегатів як блоків логічної схеми, а саме – порушення умов алгебри логіки. Так, наявність широкого діапазону можливих змін тиску та витрати робочої рідини у ряді систем гідравлічних приводів залежно від режиму їх роботи приводить до появи на окремих режимах “логічно незначних” зв'язків між параметрами окремих агрегатів та функціональними параметрами гідроприводу, коли вихід значень параметрів окремих агрегатів на визначене значення за межі вимог ТУ не спричиняє виходу значень функціональних параметрів гідроприводу в цілому також за межі вимог ТУ. Необхідно відзначити, що не завжди для досліджуваної системи гідроприводу будуть визначені порогові значення сукупних виходів логічних блоків, що входять до логічної моделі системи. Зазначені специфічні особливості роботи складних систем гідроприводів сучасних машин значно ускладнюють застосування для них діагностичних моделей в “чистому” вигляді як логічних схем.

**1.6.4. Графи причинно-наслідкових зв'язків.** Ускладнення, які виникають при застосуванні логічних схем для діагностування гідроприводів машин, можуть бути усунені при використанні графів причинно-наслідкових зв'язків. Їх доцільно застосовувати у тих випадках, коли об'єкт діагностування не має явно виражених функціональних блоків (наприклад, автономні керуючі приводи літальних апаратів), коли відсутні точні аналітичні або експериментальні залежності між параметрами об'єкта та визначено лише те, що один параметр якимось чином залежить від іншого.

*Графом причинно-наслідкових зв'язків* системи гідроприводу будемо називати орієнтований граф, вершини якого являють собою вхідні, внутрішні та вихідні параметри системи, а дуги відображають причинно-наслідкові зв'язки між відповідними вершинами. Напрямок дуги відповідає переміщенню від причини до наслідку.

Як приклад на рис. 1.7 наведено граф причинно-наслідкових зв'язків функціональної ділянки гідропідйомника відносно схеми, наведеної на рис. 1.6, а.

Для того щоб за графом причинно-наслідкових зв'язків можна було зробити строго формальний висновок про технічний стан об'єкта діагностування, повинні бути справедливі основні передумови, які приймаються при побудові логічних моделей. За цих умов у багатьох випадках від графа причинно-

наслідкових зв'язків системи можна перейти до логічної моделі та навпаки. При побудові графа причинно-наслідкових зв'язків його вершинам можна зіставити не тільки внутрішні та зовнішні параметри гідроприводу, але й події, що визначаються логічними висловленнями типу “значення параметра вийшло за межі ТУ”.

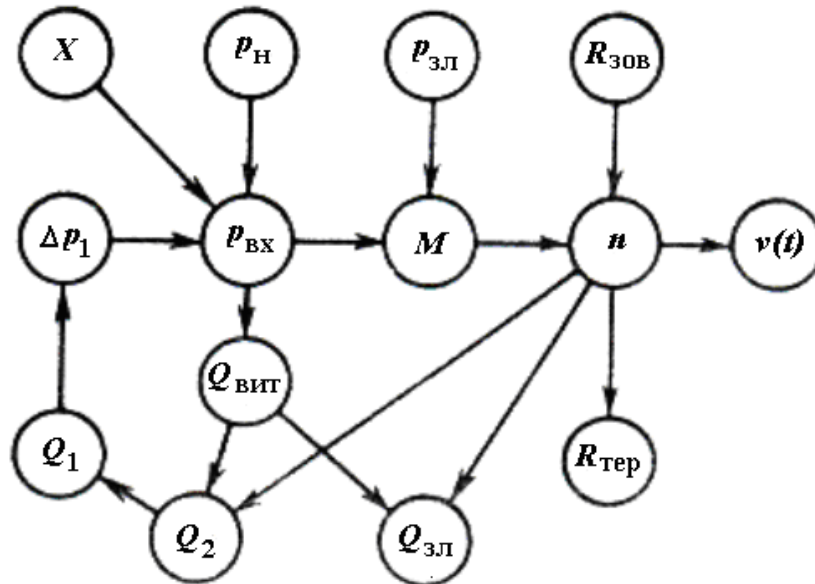


Рисунок 1.7 – Граф причинно-наслідкових зв'язків функціональної ділянки гідроприводу підйомника при наявності внутрішніх витрат у гідромоторі

Наприкінці зауважимо, що при побудові графа причинно-наслідкових зв'язків системи гідроприводу можна уявляти не всі вхідні, внутрішні та вихідні параметри системи (або події, що відображають гранично припустимі значення цих параметрів), а тільки ті з них, які доступні для зміни та можуть бути використані як діагностичні.

### Запитання для самоконтролю

1. Що є предметом вивчення курсу “Діагностика та контроль гідро- пневмоприводів”?
2. Які основні завдання технічного діагностування?
3. Які основні функції виконує технічне діагностування?
4. Перелічіть види технічного стану гідроприводів.
5. Назвіть характерні види технічного стану гідроприводів, які входять у підмножину несправних станів.
6. Що таке несправність, працездатність і правильність функціонування об'єкта діагностування?
7. Що розуміють під працездатною системою гідравлічного приводу?

8. Що таке тестове діагностування і де воно застосовується ?
9. Що таке функціональне діагностування ?
10. Назвіть галузі використання функціонального діагностування.
11. Які вимоги ставлять до діагностичних ознак?
12. Що розуміють під узагальненим діагностичним параметром?
13. Що розуміють під номінальним та граничним значенням параметра гідроприводу?
14. Які вимоги пред'являються до діагностичних параметрів гідроприводів?
15. За якими основними параметрами здійснюється діагностування гідроприводів?
16. Як здійснюють вибір діагностичних параметрів для контролю технічного стану гідравлічних приводів?
17. Для чого використовується таблиця функцій несправностей (ТФН)?
18. Дайте визначення ентропії системи і запишіть залежність для її визначення.
19. Як розраховують ентропію складної системи, яка складається з систем  $A$  і  $B$ ?
20. Як визначається умовна ентропія  $H(B/A)$ ?
21. Як визначається середня інформація, що міститься у системі  $E$  відносно системи  $K$ ?
22. Запишіть залежність для визначення діагностичної цінності ознаки і перелічіть від чого вона залежить.
23. Що розуміють під чутливістю діагностичної ознаки?
24. Дайте визначення діагностичної моделі.
25. Які моделі використовують при діагностуванні гідравлічних приводів?
26. Що являє собою структурно-функціональна модель?
27. Що таке структурно-функціональна схема гідроприводу з розщепленими параметрами?
28. Яким чином робиться розщеплення параметрів?
29. Які особливості роботи гідросистеми необхідно враховувати при побудові функціональних схем з розщепленими параметрами?
30. Що таке логічна модель?
31. Яка послідовність складання логічної моделі гідроприводу.
32. Дайте визначення графа причинно-наслідкового зв'язку.
33. Як будуються графи причинно-наслідкових зв'язків?



## ГЛАВА 2

### МЕТОДИ ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГІДРОПРИВОДІВ

Достовірність оцінки технічного стану гідроприводів залежить від досконалості методів їх діагностування. Існує достатньо велика різноманітність методів контролю параметрів гідроприводів, що змінюються під час експлуатації. Усім цим методам властиві певні переваги та недоліки. Вибір методів діагностування істотно залежить від типу, призначення та умов експлуатації гідравлічних приводів, а також від оснащеності експлуатаційних підрозділів засобами діагностування.

Аналіз методів діагностування гідроприводів (рис. 2.1) показує, що деякі з них застосовуються при стаціонарних режимах роботи приводу (метод нормованих параметрів і його різновиди – статопараметричний та силовий), інші, які застосовуються при роботі гідроприводу в динамічному режимі (часовий метод, віброакустичний метод, метод перехідних характеристик). До особливостей різних методів необхідно віднести можливість використання вбудованих або накладних датчиків, а також спосіб створення навантаження дроселем (на вході або на виході) або навантаженням силового циліндра (зовнішнім навантажувальним пристроєм або самонавантаженням).

Методи діагностування гідроприводів можна поділити на дві великі групи: суб'єктивні та об'єктивні.

*Суб'єктивні (органолептичні) методи* ґрунтуються на індивідуальному сприйнятті процесів, які відбуваються у гідроприводі. Вони не передбачають вимірювання параметрів функціонування гідравлічних систем. Будь-яке діагностування гідравлічного приводу при експлуатації починається з зовнішнього огляду. Перевіряється зовнішня герметичність системи гідроприводу, виявляються механічні пошкодження елементів гідроприводу, а також контролюється зношення шарнірних з'єднань, які мають люфт, наявність пломб, контролок тощо. При застосуванні органолептичних методів діагностування визначаються: ступінь нагрівання механізмів та трубопроводів; характер шуму і стуку; місце підтікання робочої рідини; колір масляної плями, яка наноситься на фільтрувальний папір; спінювання робочої рідини; помітна на око усадка поршня під навантаженням тощо.

Об'єктивність діагностування органолептичними методами підвищується при використанні спеціальних засобів і найпростіших приладів. Наприклад, недопустиме підвищення температури виявляється за допомогою спеціальних

фарб, термощупів; виникнення шуму при збільшенні зазорів – за допомогою стетоскопів; наявність тріщин корпусів агрегатів виявляється за зміною магнітних ліній, з використанням спеціальних порошків; деякі параметри контролюються за показаннями приладів (манометрів, тахометрів та ін.).



Рисунок 2.1 – Класифікаційна схема методів діагностування гідроприводів

До переваг цього методу необхідно віднести низьку трудомісткість та відсутність необхідності застосування засобів вимірювання. До недоліків – високу похибку, неможливість передбачити несправність та попередити її.

*Об'єктивні методи* базуються на використанні вимірювальних приладів та дозволяють кількісно виміряти параметри технічного стану гідроприводів. Знаючи граничні і допустимі значення параметрів, можна прогнозувати втрату працездатності окремих вузлів або гідроприводу у цілому та вжити відповідні попереджувальні заходи.

## 2.1. Методи нормованих параметрів

**2.1.1. Часовий метод** або метод часових інтервалів, базується на визначенні часу виконання робочої операції виконавчими органами гідроприво-

ду, який діагностується. Метод використовується для оцінки загального технічного стану систем гідравлічного приводу. Цей метод вирізняє простота реалізації, внаслідок чого він знаходить широке застосування для діагностування гідравлічних приводів різних машин.

Технічний стан гідроприводу оцінюють, наприклад за часом підймання нормованого вантажу; за величиною просідання поршня під дією вантажу при нейтральному положенні запірно-регулюючого елемента гідророзподільника; за величиною швидкості переміщення штоків гідроциліндрів при реалізації еталонних технологічних процесів (переміщення деталі, підйому ковша, підйому порожньої платформи самоскида тощо). При використанні цього методу, крім вбудованих засобів (реле, перемикачів, кінцевих вимикачів, кнопок систем керування), застосовують спеціальні засоби – електросекундоміри, а також датчики переміщень, швидкостей, прискорень, тиску, зусиль, встановлені тимчасово. При використанні декількох датчиків отримують інформацію не тільки про часові інтервали, а також інші параметри робочого процесу гідроприводу, необхідних при використанні інших методів діагностування.

Недоліками методу є: низька точність через складність забезпечення стаціонарних режимів роботи, які точно повторюються, та підтримання необхідного нормованого навантаження; низька інформативність. Переваги: прості засоби вимірювання та можливість обходитися без застосування датчиків.

**2.1.2. Статопараметричний метод** базується на вимірюванні параметрів (тиску, витрати та ін.) сталого потоку робочої рідини, який протікає через дросель. Цей метод широко поширений для діагностування гідравлічних приводів будівельно-дорожніх машин, сільськогосподарських машин, а також іншого гідравлічного устаткування. Він дозволяє оцінювати повний ККД і за його значенням прогнозувати стан гідроприводу у цілому і його складових частин. Повний ККД гідромашини є комплексним параметром, оскільки він характеризує об'ємні та механічні втрати. Отже, повний ККД гідромашини може служити діагностичним параметром, що визначає ефективність її роботи і несе інформацію про її технічний стан.

Вимір повного ККД при діагностуванні гідроприводів в експлуатаційних умовах утруднений, що пояснюється значною складністю вимірювання крутного моменту на валу гідромашини. У зв'язку з цим при діагностуванні елементів гідроприводу в умовах експлуатації визначення повного ККД доцільно проводити термодинамічним методом, що дозволяє визначити технічний стан гідромашин різних типів єдиним комплектом діагностичної апаратури.

Найбільш поширеним діагностичним параметром гідроприводу є об'єм-

ний ККД, що характеризує внутрішню негерметичність гідромашин. Комплексний вимір повного та об'ємного ККД дозволяє дати загальну оцінку технічного стану гідроагрегатів і гідроприводу в цілому. Об'ємний ККД визначається за формулою

$$\eta_o = q_{\phi} / q_t ,$$

де  $q_{\phi}$  і  $q_t$  – відповідно фактична подача рідини при номінальному тиску та номінальній частоті обертання і теоретична подача при номінальній частоті обертання.

Номенклатура діагностичних параметрів цього методу в основному співпадає з номенклатурою параметрів, встановлених стандартами на правила приймання і методи випробування складових частин гідроприводу (ГОСТ 14658-86, ГОСТ 18464-80, ГОСТ 20245-74). Метод може бути використаний для оцінки технічного стану і прогнозування залишкового ресурсу більшості агрегатів гідравлічного приводу.

До недоліків методу потрібно віднести трудомісткість, обумовлену необхідністю роз'єднання трубопроводів і рукавів у системі гідроприводу для встановлення датчиків безпосередньо для кожного елемента (агрегату), який діагностується, а також порівняно низьку точність та необхідність використання датчиків різних типорозмірів для різних елементів гідроприводу.

**2.1.3. Силевий метод** оснований на визначенні зусилля на робочому органі гідроприводу (виконавчому механізмі). Використовується для оцінювання загального технічного стану гідроприводу. Недоліки методу – низька інформативність, трудність та обмеженість використання у стаціонарних пунктах діагностики і в польових умовах внаслідок необхідності застосування громіздких навантажувальних пристроїв.

**2.1.4. Метод еталонних модулів** базується на порівнянні експериментально визначених значень параметрів гідравлічного приводу і його окремих агрегатів (потужності, ККД, зусиль, обертальних моментів, тиску, подачі, переміщень та ін.) з їхніми паспортними значеннями або з нормами технічних умов.

Метод широко використовується для діагностування будь-яких типів гідравлічних приводів. Його перевагами є можливість використання отриманої інформації для уточнення розрахунків гідроприводу і його елементів, прогнозування ресурсу, визначення енергетичних показників тощо. У багатьох випадках для реалізації методу непотрібна складна діагностична апаратура, при діагностуванні з використанням ПК потрібно лише просте програмне забезпечення,

наприклад для статистичної обробки результатів експерименту.

Прогнозування ресурсу гідропрстроїв можна здійснити на підставі інформації, отриманої під час їх експлуатації. Розглянемо методику прогнозування ресурсу гідропрстроїв на прикладі ущільнення при зворотно-поступальному русі [3]. Зазначимо, що ущільнення є одним з основних елементів гідрофікованих машин та гідроагрегатів, від яких значною мірою залежить їх надійність, технічний рівень та конкурентоспроможність. В той же час вони є найбільш слабкою ланкою гідравлічних елементів та пристроїв, при виході з ладу яких гідравлічні елементи і гідроагрегати втрачають працездатність, що може привести в окремих випадках до аварії. Слід зазначити, що механізм ущільнюючої дії зазвичай обумовлений не тільки механічною взаємодією контактуючих поверхонь, а також процесами тертя в зоні контакту та хімічними процесами матеріалу в процесі експлуатації при контакті з різними середовищами.

Ущільнення для герметизації при зворотно-поступальному русі є однією з великих груп, серед яких значне місце займають контактні (манжети, кільця, сальники тощо), які здійснюють герметизацію за рахунок щільного притискання ущільнення до відповідної поверхні. При роботі контактних ущільнень відбувається зношення з'єднаних з ними деталей: валів, штоків і циліндрів. Це приводить до збільшення витоків робочої рідини, значення яких регламентовано відповідними ДСТУ, зменшення ККД та може спричинити втрату гідроагрегатів працездатності. Визначення довговічності таких ущільнень внаслідок складних фізико-хімічних процесів, що протікають в них, натрапляє на великі труднощі та потребує проведення значних обсягів експериментальних досліджень.

Головним фактором, який впливає на довговічність ущільнень при зворотно-поступальному русі є кількість реверсів, тобто кількість передеформування ущільнювача внаслідок зміни знака сили тертя. При цьому втрата герметичності ущільнювачем відбувається внаслідок руйнування матеріалу від втоми. Як параметри довговічності розглядаються: ресурс  $L$  або час експлуатації, термін служби, кількість циклів  $N$ .

Вибір ущільнень для герметизації з'єднань здійснюється відповідно до рекомендацій, наведених у ДСТУ, в яких вказано конструкції та розміри ущільнень, місця для їх посадки, вимоги до монтажу. За даними роботи [15] температура робочої рідини в об'ємних гідроагрегатах з водяним охолодженням знаходиться в межах 50 ... 60 °C, а з повітряним 70 ... 80 °C, тому далі будемо розглядати роботу ущільнень при температурі більш ніж 80 °C.

Ресурс гумових кілець наведено у табл. 2.1. Для фторопластових кілець,

виконаних за ГОСТ 17820-72 з фторопласту-4, для герметизації штоків діаметрів від 8 до 16 мм, які працюють при: тиску  $p \leq 6,3$  МПа; швидкості ковзання  $v < 0,015$  м/с; температурі  $T = -50 \dots + 225$  °С; залежно від діаметра, гарантійний ресурс  $N$  становить  $10^5$ ,  $L = 50 \dots 200$  км.

На рис. 2.2 наведено діаграми довговічності різних ущільнень для діаметрів штока і поршня  $d = 70$  мм при  $v_{\max} \approx 0,6$  м/с.

Таблиця 2.1 – Ресурс гумових кілець

Переріз	Шлях ковзання $L$ , км	Кількість циклів $N$	Прим.
Круглий	3	-	$L < 100$ км
Овальний	3	-	$L < 100$ км
Пилоподібний	-	$(5 \dots 7) 10^6$	$p < 0,15$ МПа, $v < 3$ м/с

Основними ущільнюючими елементами при зворотно-поступальному русі є манжети, які забезпечують малу, порівняно з гумовими кільцями, силу контактного тертя і великий ресурс. Їх застосовують парами та дублюють іншими ущільненнями для виключення підсмоктування повітря. Для гідравлічних манжет загальний ресурс наведено у табл. 2.2. Залежно від групи гуми 95 % ресурс гумових армованих манжет для валів становить не менше: 3000 год. – для 1 ... 3 групи (трактори, пароплави); 5000 год. – 6 група.

Таблиця 2.2 – Характеристики та умови застосування гідравлічних манжет, виготовлених за ГОСТ 14896-84

Група гуми	Діапазон робочих температур, °С	$p_{\max}$ , МПа	Ресурс, діб, при $T$ , °С		
			50	70	100
0	$-10 \dots + 200$	32	-	-	2,5 рік*
1	$-10 \dots + 150$		-	-	2,5 рік**
2а	$-30 \dots + 100$		40	7	5/6
2б	$-10 \dots + 100$	50	–	400	28
4	$-30 \dots + 100$	32	30	6	2/3
2	$-2 \dots + 70$	20	10	1	-
2а			25	5	-
5			90	24	-
2б			150	50	-
3	$-2 \dots + 70$	63	80	15	-
6	$-60 \dots + 100$	50	45	8	2

Примітки 1.\*Або рік при  $T < 120$  °С, або 80 діб при  $T < 150$  °С, або 300 год. при  $T < 200$  °С. 2. \*\*Або 220 діб при  $T < 120$  °С, або 40 діб при  $T < 150$  °С. 3. Термін служби манжет співпадає із загальним ресурсом.

Для гумових манжет, виконаних відповідно ГОСТ 14896, для роботи при тиску до 50 МПа (типи 1 і 3) або – до 32 МПа (тип 2), у яких швидкість зворотно-поступального руху не перевищує 0,5 м/с, встановлений термін служби при температурі до +70 °С становить 10 років. Причому при збільшенні температури термін служби стрімко зменшується (для групи 0 при 100 °С – 2,5 роки; при 120 °С – 1 рік; при 150 °С – 80 діб; при 200 °С – 300 год.).

Гарантійні терміни експлуатації *U*-подібних манжет у діапазоні тиску 10 ... 50 МПа наведено в табл. 2.3. Вказані терміни експлуатації забезпечуються, якщо довжина ходу вузлів та виробів не перевищує 2 м.

Таблиця 2.3 – Гарантійний термін експлуатації *U*-подібних манжет зменшеного перерізу

Група гуми	Температура експлуатації, °С				
	до 50	до 70	до 100	до 130	до 150
1	4 роки	2 роки	1 рік	30 діб	15 діб
2	20 діб	8 діб	1 доба	-	-
3	1 рік	5 місяців	-	-	-
4	5 місяців	25 діб	3 доби	-	-
5	1 рік	35 діб	7 діб	-	-
6	3 місяці	18 діб	2 доби	-	-

На рис. 2.3 наведені значення контактних зусиль на одиницю довжини за відповідну кількість циклів зворотно-поступального руху.

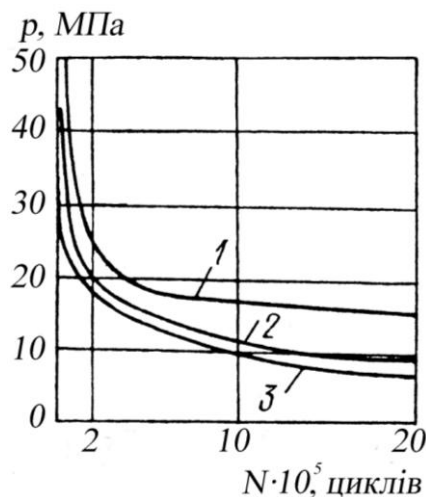


Рисунок 2.2 – Зміна довговічності ущільнення залежно від тиску робочої рідини: 1 – малогабаритна манжета; 2 – манжета (ГОСТ 6969-54); 3 – кільце круглого перерізу

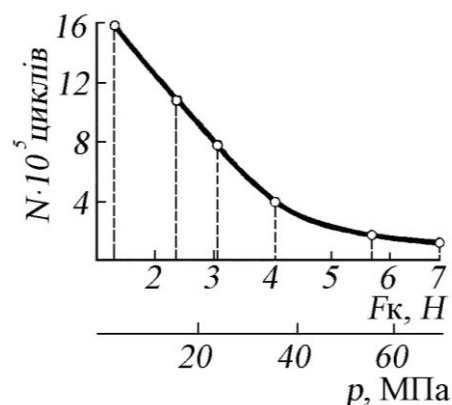


Рисунок 2.3 – Співвідношення кількості циклів до досягнення витоків 0,5 см³/(м²·год) і величини контактної сили на одиницю довжини залежно від робочого тиску

Гумовотканеві манжети для гідравлічних пристроїв, виконаних за ГОСТ 22704-77, що використовуються для герметизації штоків гідроциліндрів діаметром від 8 до 2000 мм, швидкість переміщення яких  $v \leq 3$  м/с, тиск у гідроагрегатах становить  $p \leq 63$  МПа, які працюють при температурі  $-50 \dots + 100$  °С на мінеральних мастилах, нафті, воді, водних емульсіях, гарантійний ресурс, залежно від  $p$  і  $v$ , досягає 2 000 ... 14 000 км, а термін експлуатації 5 років.

Встановлено, що довговічність ущільнення зменшується при підвищенні температури робочої рідини, частоти реверсу та зі збільшенням діаметра ущільнення, а при збільшенні модуля гуми з одного того ж каучуку у два рази довговічність манжети зростає у 12 разів.

Аналіз літературних джерел дозволив встановити, що довговічність ущільнень значною мірою залежить від місць їх посадки, чистоти обробки поверхні ковзання, її твердості. Залежність довговічності від вказаних факторів досить складна, а аналітичні залежності, які її описують, відсутні. Якщо вважати, що місця посадки ущільнень, чистота обробки поверхні ковзання та її твердість відповідають технічним умовам, наведеним у відповідних ДСТУ, то їх впливом на довговічність можна знехтувати. У цьому випадку методика визначення запасів працездатності ущільнень зворотно-поступального руху складається з такої послідовності дій:

1. Аналізують умови роботи ущільнення. Визначають: геометричні розміри ущільнюючих поверхонь; рівень тиску у гідроприводі; діапазон робочих температур; швидкість ковзання.

2. За даними пункту 1 знаходять дані про працездатність ущільнень, а саме – ресурс  $L$  або час експлуатації, термін служби, кількість циклів  $N$ . Для знаходження терміну експлуатації використовують дані з табл. 2.1, 2.2 і 2.3, а кількість циклів  $N$  визначають з графіків, наведених на рис. 2.2 і 2.3, залежно від тиску в гідроагрегаті.

3. У разі відсутності в таблицях і графіках прямих даних про працездатність ущільнень, проводять екстраполяцію.

## **2.2. Методи еталонних залежностей**

Методи еталонних залежностей основані на порівнянні експериментально отриманих функціональних залежностей параметрів гідроприводу, що діагностується (його окремих агрегатів), з еталонними залежностями, знайденими розрахунковим або експериментальним шляхом.

Характерними прикладами цього методу є застосування амплітудно-фазових частотних характеристик для визначення запасу стійкості слідкую-



чих гідроприводів систем автоматичного керування, використання характеристик динамічної жорсткості приводів систем керування повітряним судном для оцінки їх протифлатерних властивостей і ін. Методи еталонних залежностей складніші за методи нормованих параметрів і потребують використання більш складної апаратури, оскільки у більшості випадках вони використовують непрямі ознаки, які характеризують технічний стан гідравлічного приводу.

**2.2.1. Метод амплітудно-фазових характеристик** реалізується з використанням вбудованих або накладних датчиків та базується на аналізі хвильових процесів зміни тиску у магістралях живлення при навантаженні робочого органа машини і у магістралі зливу при дроселюванні робочої рідини.

Режим навантаження гідросистеми може задаватися двома способами: дроселюванням рідини у зливній магістралі; навантаженням гідравлічної системи з боку виконавчого механізму. Метод дозволяє визначити загальний технічний стан гідроприводу і локалізувати несправність. Цей метод найбільш ефективний у гідросистемах, робота яких супроводжується значними коливаннями тиску. Він використовується здебільшого для визначення несправностей аксіально-поршневих насосів.

Сутність методу діагностування за амплітудно-фазовими характеристиками полягає у співставленні несправностей та відхилень амплітудно-фазових характеристик від номінальних на тестових частотах і дозволяє проводити локалізацію несправностей за годографами дефектів. Важливе значення при використанні цього методу має вибір тестових частот, який зазвичай проводять згідно з правилами S. Seshu і R. Waxmana. При цьому кількість тестових частот не залежить від кількості параметрів об'єкта діагностування, які перевіряються, що може привести до надмірної або недостатньої кількості вимірювань.

Недоліки цього методу, такі як низька чутливість контролю та мала глибина діагностування можуть бути усунені шляхом побудови області допустимих значень амплітудно-фазових характеристик і вибір найбільш інформативних тестових частот з використанням комп'ютерної моделі об'єкта діагностування. Для побудови області допустимих значень амплітудно-фазових характеристик в модель діагностування по черзі вносять усі можливі поєднання гранично допустимих відхилень параметрів об'єкта діагностування. Вибір інтервалів тестових частот проводять шляхом послідовного варіювання параметрів об'єкта діагностування. При цьому визначають величину мінімально розпізнаваних відхилень параметра та інтервалу частот, на якому було помічено вихід амплітудно-фазових характеристик з області допустимих значень. При

проведенні діагностичного експерименту тестові частоти вибираються з отриманих інтервалів. Для виконання найбільш трудомістких процедур розроблені програми в середовищі MATLAB [17].

На рис. 2.4. наведено графіки пульсацій тиску, отримані при оцінюванні технічного стану вузла, який качає, аксіально-поршневого насоса з різним осьовим зазором у з'єднанні поршень – шатун – гніздо. Як видно з графіків у міру зношення суттєвим чином змінюється характер протікання перехідного процесу і його параметри, що дозволяє забезпечити стан насоса шляхом порівняння кривих перехідного процесу.

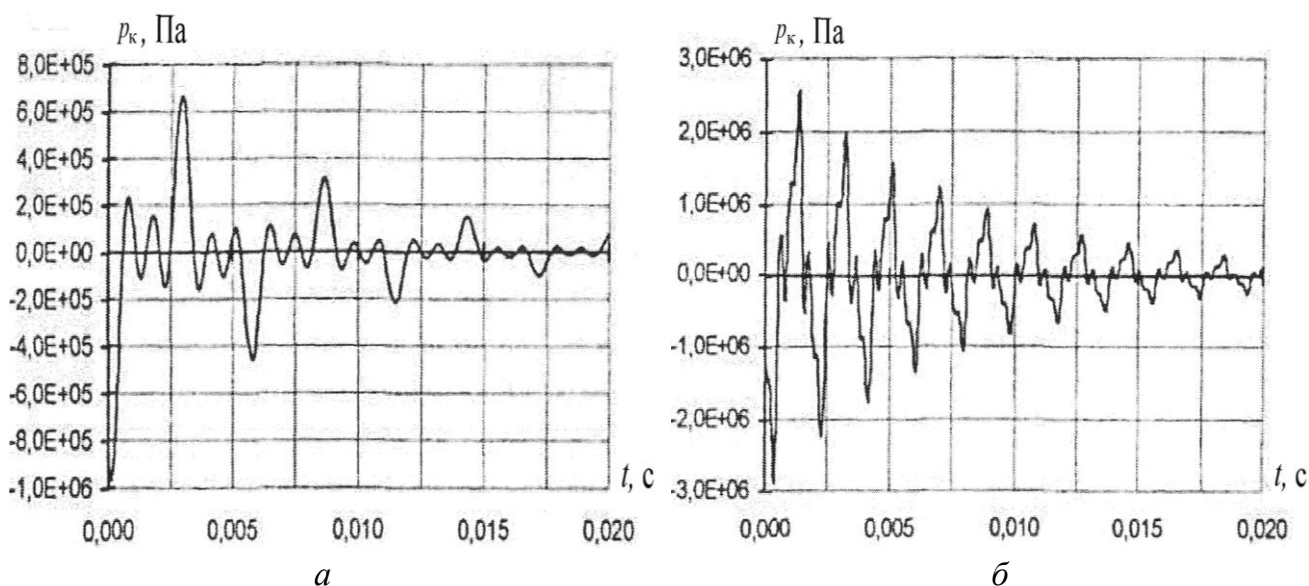


Рисунок 2.4 – Зміна пульсацій тиску аксіально-поршневого насоса: *а* – при осьовому люфті 0,006 мм; *б* – при осьовому люфті 0,3 мм

**2.2.2. Метод перехідних характеристик** оснований на аналізі реакції системи на зміну тиску при перехідних (неусталених) режимах роботи. Існує декілька варіантів методу, коли технічний стан гідроприводу визначається:

- за характером протікання перехідних процесів;
- за швидкістю зміни тиску у магістралі живлення;
- за швидкістю падіння тиску.

Для оцінювання технічного стану гідроприводу на підставі характеру перебігу перехідних процесів їх збуджують шляхом миттєвого перекриття потоку робочої рідини розподільником або краном керування. Діагностування здійснюється за осцилограмами або перехідними характеристиками.

Перевагами методу є: висока інформативність; навантаження може здійснюватися, виходячи з можливості системи гідроприводу, тобто самонавантаженням; метод можна використовувати як при використанні вбудованих, так і

при накладних датчиків. Недоліки: потрібне дороге обладнання; розшифрування осцилограм – процес складний та трудомісткий; складнощі виникають при використанні методу при оцінюванні технічного стану окремі їх вузлів та агрегатів (оскільки встановлені у систему гідроприводу агрегати впливають один на одного, а при зміні структури приводу змінюються осцилограми).

**2.2.3. Метод еталонних осцилограм** є окремим випадком методу еталонних залежностей, за допомогою якого досліджують залежність діагностичного параметра від часу. Він є одним з найбільш простих та ефективних методів діагностування і широко застосовується для виявлення дефектів та відмов гідроприводів, для яких характерні низькочастотні динамічні процеси, наприклад, система випуску (прибирання) шасі повітряного судна. При аналізі осцилограм синтезуються методи часових інтервалів та еталонних модулів.

Як приклад розглянемо роботу гідроприводу, який здійснює віджимання і затискання заготовок на автоматичній лінії механічної обробки деталей, гідравлічна схема якого наведена на рис. 2.5.

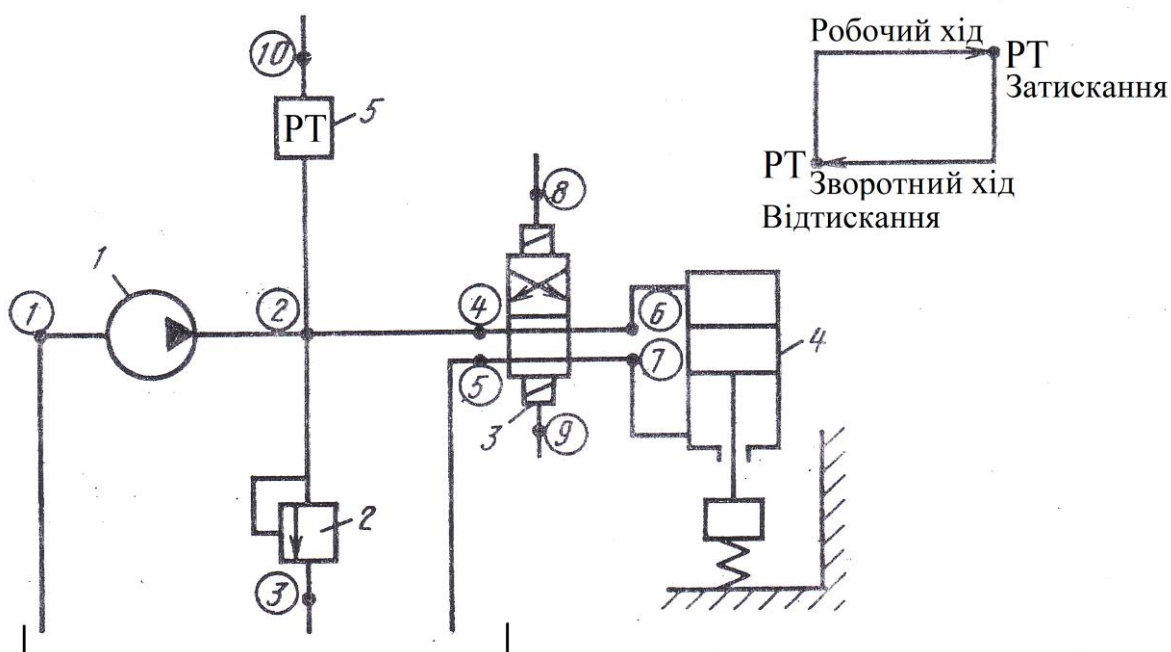


Рисунок 2.5 – Гідравлічна схема функціонування ділянки гідроприводу, який здійснює віджимання і затискання заготовок на автоматичній лінії механічної обробки деталей: 1 – насос високого тиску; 2 – запобіжний клапан; 3 – гідророзподільник; 4 – гідроциліндр; 5 – реле тиску; 1 – 10 (в дужках) – контрольні точки

Циклограма послідовності спрацювання агрегатів гідроприводу визначає послідовність зміни тиску у системі, рис. 2.6, причому характер та трива-

лість кривої зміни тиску дозволяє робити висновок про технічний стан зношення елементів гідроприводу.

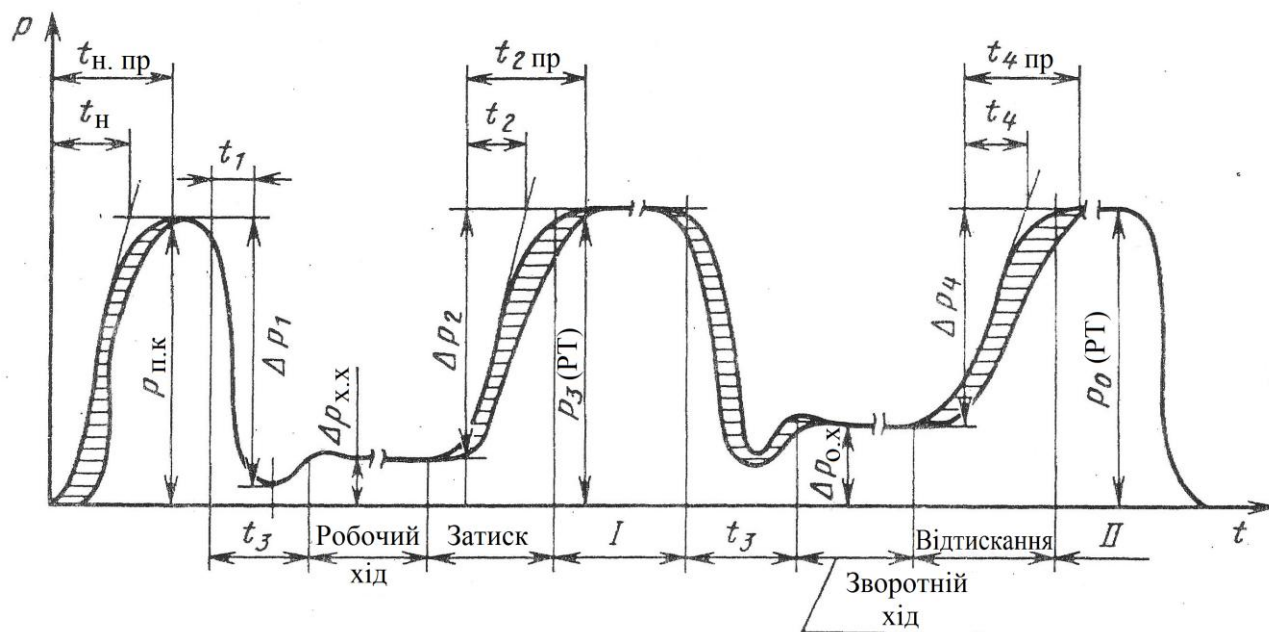


Рисунок 2.6 – Зміна тиску у гідроприводі в процесі робочого циклу

На рис .2.6 позначено:  $t_n$  – час підвищення тиску в системі до  $p_{п.к}$  при виключенні клапана розвантаження;  $t_{н.пр}$  – граничний час підвищення тиску у системі до  $p_{п.к}$ ;  $t_1$  – час спрацювання гідророзподільника при перепаді тиску  $\Delta p_1$ ;  $t_3$  – загальний час спрацювання гідророзподільника;  $t_2$  – час підвищення тиску при затисканні заготовки;  $t_{2пр}$  – граничний час підвищення тиску при затисканні заготовки;  $t_4$  – час підвищення тиску при відтисканні заготовки;  $t_{4пр}$  – граничний час підвищення тиску при відтисканні заготовки;  $p_{п.к}$  – тиск налаштування запобіжного клапана;  $p_з$  (РТ) – тиск налаштування РТ при затисканні заготовки;  $p_0$  (РТ) – тиск налаштування РТ при відтисканні заготовки;  $p_{х.х}$  – тиск холостого ходу гідроциліндра;  $p_{0.х}$  – тиск зворотного ходу гідроциліндра;  $\Delta p_1$  – зменшення тиску в системі при спрацюванні гідророзподільника;  $\Delta p_2$  – підвищення тиску в системі при затиску заготовки;  $\Delta p_4$  – підвищення тиску в системі при відтисканні заготовки.

Аналіз кривої зміни тиску у системі при виконанні технологічного циклу показує, що кожна зміна тиску характеризує перехідний процес спрацювання відповідного гідравлічного апарата до визначеного значення налаштування запобіжного клапана.

При вимкненні клапана розвантаження час підвищення тиску у гідросистемі  $t_n$  характеризує технічний стан клапана навантаження, пластинчатого насоса, гідравлічної лінії до гідророзподільника і запобіжного клапана. Уві-

мкнення гідророзподільника та зменшення тиску до значення, при якому починається рух поршня на холостому ході, дозволяє провести оцінювання технічного стану першої половини гідророзподільника та пружні властивості робочої рідини в магістралі живлення гідросистеми. Ділянка кривої зміни тиску, на якій поршень торкається упора і здійснює затискання деталі, характеризує технічний стан системи за час  $t_2$  підвищення тиску.

Відрізок часу I (рис. 2.6) дорівнює часу обробки деталі у затиснутому стані, відрізок часу II – часу виконання допоміжних операцій. Обидва ці відрізки часу контролюються РТ, який служить для блокування цих операцій і включення наступних елементів робочого циклу. Відтискання здійснюється при спрацюванні гідророзподільника, технічний стан другої половини якого можна оцінити за характером кривої зменшення тиску у гідросистемі. Потім починається зворотний рух поршня. Коли поршень зміститься на повний робочий хід (до упора), за часом  $t_4$  підвищення тиску до тиску спрацювання запобіжного клапана можна провести оцінювання загального технічного стану гідравлічної системи.

**2.2.4. Метод порівняння і накладання осцилограм** оснований на аналізі одночасно записаних осцилограм різних параметрів або того самого параметра, але при різних режимах (умовах) роботи гідроприводу. Цей метод є ускладненим методом еталонних осцилограм, за допомогою якого аналізується динаміка зміни параметра або встановлюється місце виникнення дефекту. Метод універсальний та ефективний при діагностуванні нових конструкцій гідроприводу або при складному проявленні відмови для уточнення діагнозу. Автоматизація цього методу утруднена.

### **2.3. Методи діагностування за параметрами робочої рідини**

Робоча рідина виконує у гідроприводах важливі та різносторонні функції, головна з яких – передача енергії, а також функції змащування та охолодження, захист деталі від корозії, евакуація продуктів відпрацювання. Комплекс вимог, які пред'являються до робочої рідини, значною мірою залежить від функцій, що виконує гідропривід, та докладно описаний у роботі [21]. Причому, зі збільшенням тиску та розширенням діапазону температур та інших параметрів гідроприводу значимість параметрів робочої рідини зростає. Робочих рідин універсального призначення поки не створено, оскільки вони повинні задовольняти широкий ряд часто суперечливих вимог. Зазначимо, що останнім часом все

більшого поширення набувають негорючі робочі рідини типу FH–42 та створені на основі води – водна гідравліка.

Контроль технічного стану робочої рідини є складовою частиною системи технічного діагностування гідроприводів. Причому необхідно виділити два основних завдання, виконання яких забезпечує нормальну експлуатацію гідроприводу: періодичний контроль основних параметрів, що характеризують технічний стан робочої рідини, для оцінювання відповідності її технічним вимогам та діагностування гідроприводу за параметрами робочої рідини.

### ***2.3.1. Методи та засоби контролю технічного стану робочої рідини.***

Контроль якості виготовлення робочих рідин і зміни їх технічного стану в процесі експлуатації гідравлічних приводів здійснюється на підставі комплексу випробувань за стандартними методами.

При прийманні кожної партії рідини обов'язково контролюють: в'язкість за ГОСТ 33-82; температуру спалаху за ГОСТ 20799-88; температуру замерзання за ГОСТ 20287-91; кислотне число КОН за ГОСТ 5985-79 або ГОСТ 11362-96; наявність домішок за ГОСТ 6370-83 і ГОСТ 10577-78; стабільність проти окислювання за ГОСТ 981-75; корозійний вплив на метали за ГОСТ 2917-76; зміну маси стандартної гуми за ГОСТ 9.030-74.

При збереженні рідини для гідроприводів необхідно здійснювати їх регулярний контроль на відповідність характеристик встановленим вимогам. Для рідин гідроприводів у процесі їх зберігання передбачено проведення повного і контрольного аналізу проб рідини з періодичністю один раз у шість місяців (визначають вміст механічних домішок, води, кислотне число, температуру спалаху). При проведенні контрольного аналізу, який проводять один раз у три місяці, визначають вміст механічних домішок і води. Відбір проб для аналізу здійснюють за ГОСТ 2517-85.

При експлуатації гідравлічних приводів здійснюють регулярний контроль таких параметрів робочої рідини: в'язкість; наявність механічних домішок і води. У ряді випадків контролюють кількість нерозчиненого повітря в рідині.

*Контроль в'язкості робочої рідини.* При експлуатації гідроприводу у результаті деструкції молекул та інших факторів відбувається зменшення в'язкості робочої рідини. Це погіршує її мастильні властивості та може привести до підвищеного зношення з'єднаних деталей гідроагрегатів. У зв'язку з цим для робочих рідин гідроприводів та агрегатів встановлені граничні показники в'язкості, значення яких наведено в [21].

Для контролю кінематичної в'язкості робочих рідин використовують віскозиметри різних типів: капілярні; ротаційні; вібраційні. Причому найбільшого

поширення набули капілярні. Визначення кінематичної та розрахунок динамічної в'язкості мастил на нафтовій основі проводять відповідно до ГОСТ 33-82.

*Контроль чистоти робочої рідини.* Чистота робочої рідини гідроприводів строго регламентується. Для оцінювання чистоти робочої рідини використовуються такі показники: маса часток забруднень в одиниці об'єму рідини, мг/л або %; (масова концентрація забрудненості ГОСТ 6370-83), кількість часток бруду різних розмірів в одиниці об'єму рідини (гранулометричний склад забруднень, ГОСТ 17216-71). У ряді випадків використовують й інші критерії.

Найбільш широко використовується нормування допустимої забрудненості рідини за гранулометричним складом – ГОСТ 17216-71. Стандарт встановлює 17 класів чистоти робочої рідини, кожному з яких відповідає визначена кількість часток різного розміру, яка міститься у 100 см<sup>3</sup> проби рідини. Класи чистоти робочої рідини для гідроприводів різних типів наведено в [21]. Для оцінювання чистоти робочої рідини використовують такі методи контролю: візуальний; масової концентрації забруднень та гранулометричний.

Візуальний контроль є найбільш простим. При його використанні крізь контрольний фільтр тонкого очищення пропускають певний об'єм рідини, а потім ретельно оглядають поверхню фільтруючого елемента. За виявленими забрудненнями встановлюють чистоту робочої рідини. Зазначимо, що без застосування оптичних засобів можна виявити забруднення розміром більшим за 25 мкм, з оптичними засобами – 10 ... 15 мкм.

Масову концентрацію забруднень у робочій рідині визначають за ГОСТ 6370-83. Згідно з цією методикою пробу рідини розбавляють дво- або чотирикратним об'ємом бензину або бензолу, пропускають крізь бензольний фільтр, сушать та зважують (точність зважування до 0,2 мг). За результатами зважування встановлюють масову концентрацію механічних домішок. Для визначення органічної та неорганічної частки забруднень бензольний фільтр, разом з частками забруднень, спалюють. Неорганічну частку забруднень визначають як різницю загальної концентрації забруднень і концентрації органічної частини.

У гідравлічних системах загальнопромислового призначення робоча рідина вважається чистою, якщо вміст забруднень при аналізі проби за масою не перевищує 0,005 %, що становить 50 мг/л.

Один з методів визначення гранулометричного складу забруднень і класу чистоти рідини, який широко використовується, є мікроскопічний метод контролю. Метод оснований на підрахунку під мікроскопом з 250-кратним або 500-кратним збільшенням для кожного розмірного інтервалу (ГОСТ 17216-71) кіль-

кості часток забруднень, що осіли з проби рідини на дно осадової склянки або затриманих на поверхні нітроцелюлозного мембранного фільтруючого елемента.

Похибка у визначенні гранулометричної характеристики забрудненості робочої рідини гідросистеми суттєво залежить від методики обробки проб і суб'єктивності оператора, який здійснює підготовку до аналізу та аналіз. При визначенні забрудненості рідини у гідросистемі, яка експлуатується, відбір проб необхідно здійснювати після п'ятихвилинної роботи гідросистеми з переміщенням усіх її рухомих елементів.

Для підвищення точності та прискорення процесу контролю класу чистоти рідини інтенсивно розробляються автоматичні лічильники. Найбільше поширення одержали автоматичні лічильники, в яких використовується фотоелектричний принцип визначення розміру і підрахунку часток забруднень шляхом розгорнення дослідженої проби рідини на широкій доріжці. На цьому принципі побудовані прилади контролю, що випускаються серійно, – аналізатор механічних домішок ФС-112 (фотоелектричний лічильник) і ПКЖ-902, ПКЖ-904 (прилад контролю рідини).

Аналізатор механічних домішок ФС-112 містить проточну скляну кювету, освітлювальну систему, що утворює у поперечному напрямку кювети яскраво освітлену зону у вигляді вузької смужки світла, фотодетектор, розташований перпендикулярно до осей кювети й освітлювача, а також електронний блок обробки і реєстрації сигналів. Частки забрудненої рідини, що завісли у рідині, при протіканні крізь проточну кювету в час перетину освітленої зони розсіюють імпульси світла. Останні надходять до фотодетектора та перетворюються ним в електричні імпульси, що після підсилення надходять до амплітудного диференційного аналізатора. При цьому електронний лічильник імпульсів підраховує тільки ті імпульси, які знаходяться в інтервалі між нижнім та верхнім рівнями дискретизації. При зміні налаштування лічильника аналізуються частки іншої розмірної групи.

Аналізатор дозволяє робити підрахунок часток різних розмірних груп від 5 до 500 мкм із похибкою  $\pm 15\%$ . Час підрахунку часток у пробі до 60 с. Гранично припустимий вміст часток у рідині 1000 шт. на  $100\text{ см}^3$  об'єму. Кінематична в'язкість контрольованої рідини не повинна перевищувати  $\nu_{50} = 1 \cdot 10^{-5}\text{ м}^2/\text{с}$ . Якщо рідина, що досліджується, має більшу кінематичну в'язкість, то для проведення аналізу її необхідно попередньо розвести чистим бензином у пропорції, наведеній в інструкції з експлуатації.



За аналогічним принципом побудовано прилад контролю чистоти робочої рідини типу ПКЖ, рис. 2.7. Він дозволяє за одним проливанням проби отримати інформацію про гранулометричний склад забруднень у діапазонах 5 ... 10, 10 ... 25, 25 ... 50, 50 ... 100 і більш за 100 мкм з похибкою 25 ... 30 %. Інформація може бути виведена ПК для подальшої обробки. Діапазон вимірюваної концентрації забруднень становить від 1 до 150 000 часток на 100 см<sup>3</sup> об'єму рідини. Прилад має п'ять індикаторів "Рівень забрудненості". Для контролю дуже забруднених рідин передбачена можливість відключення діапазонів вимірювання 5 ... 10 і 10 ... 25 мкм.

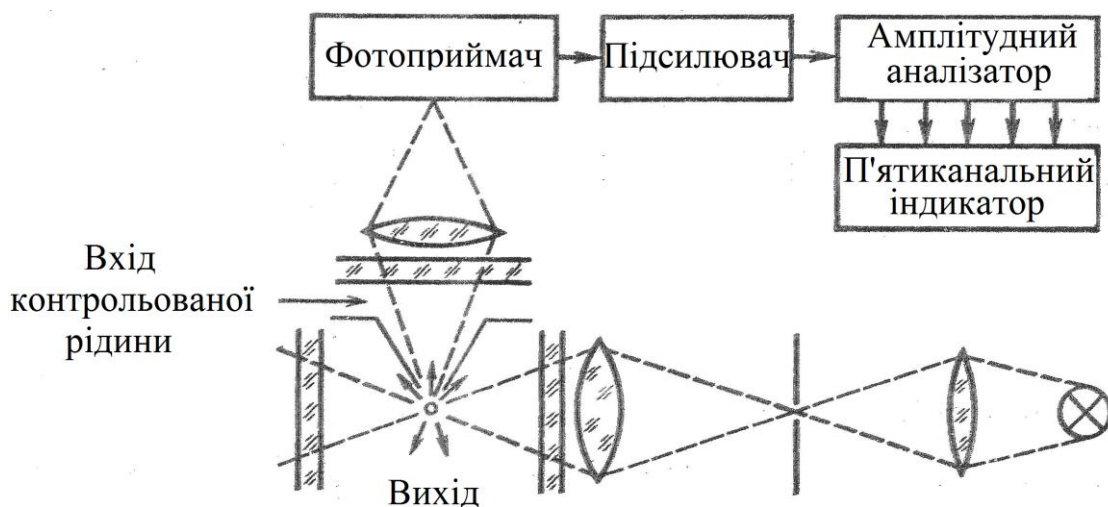


Рисунок 2.7 – Схема датчика приладу ПКЖ-902

Прилад ПКЖ-904 дозволяє здійснювати контроль чистоти рідини окремими пробами, а також легко може бути вмонтований в гідросистему для проведення оперативного контролю стану і динаміки зміни чистоти рідини в працюючих системах при їх промиванні та заправленні. Недоліком такого контролю чистоти робочої рідини є велика похибка при вимірюванні за наявності у потоці рідини пухирців нерозчиненого повітря. Для підвищення точності вимірювання чистоти робочої рідини у таких випадках рекомендується проводити у проміжному відгалуженому потоці.

Принцип дії контактно-електричного аналізатора оснований на тому, що рідину пропускають між електродами конденсатора, до яких підведена висока напруга. Під дією електричного поля частки механічних забруднень зміщуються до електродів. Частка, яка проводить електричний струм, що потрапив на електрод, набуває його електричний заряд. Якщо він достатньо великий, то під дією сил відштовхування частка відривається від електрода і зміщується до протилежного електрода, на якому відбувається аналогічне явище. Процес

повторюється до тих пір доки, поки частка знаходиться під дією електричного струму. При кожному контакті з електродами у зовнішньому ланцюгу з'являються імпульси струму обумовлені перезарядженням часток. Амплітуда кожного імпульсу пропорційна заряду відповідної частки. Період автоколивань кожної частки між електродами залежить від її розмірів. Кількість імпульсів пропорційна кількості часток забруднень.

Аналізуючи кількість імпульсів, їх амплітуду і період автоколивань, можна отримати інформацію про гранулометричний склад забруднень рідини; при інтегруванні усіх імпульсів – про об'ємну концентрацію забруднень.

Крім аналізаторів, що дозволяють визначити гранулометричний склад забруднень, але працюють в умовах стаціонарних лабораторій, застосовуються різні прилади і пристрої, що дає можливість робити експрес-аналіз забруднень робочих рідин.

Одним з таких пристроїв є установка, за допомогою якої визначається забруднення робочих рідин методом центрифугування окремих проб. Проба рідини при обертанні знаходиться у відносному спокої, і на частки забруднень, що знаходяться в рідині, діє відцентрована сила, що переміщає їх до периферії ємності відносно осі обертання. Інтенсивність переміщення часток залежить від різниці щільності забруднень і робочої рідини, від кутової швидкості і відстані часток від осі обертання.

Необхідно зазначити, що існує велике різноманіття приладів контролю класів чистоти робочої рідини, докладний опис яких наведено у роботах [19, 20]. Оцінюючі технічні можливості цих приладів слід зазначити, що загальним їх недоліком є використання здебільшого окремих проб рідини для визначення гранулометричного складу забруднення. Це привносить певну похибку у результати вимірювання, пов'язану з особливостями відбору проб, їх транспортуванням та збереженням. Крім цього, метод проб не дозволяє оцінювати динаміку зміни забруднення гідросистеми залежно від режимів її роботи. У зв'язки цим набуває актуальності створення автоматизованих засобів гранулометричного контролю чистоти робочої рідини.

*Оцінка вмісту води у гідравлічних рідинах.* Її проводять за характерним потріскуванням при нагріванні проби масла (ГОСТ 4-85). Для цього пробірку, заповнену на 60 ...70 % висоти маслом та закриту пробкою, в центрі якої розміщено термометр, встановлюють у масляну баню і нагрівають до температури 150 °С. При наявності води масло піниться і чути характерне потріскування. Наявність води вважається встановленою, якщо виразне потріскування чується не менше двох разів.

Емульсійну воду в маслах визначають за ГОСТ 2477-65. Для чого 100 см<sup>3</sup> масла змішують з 100 см<sup>3</sup> розчинника (бензину прямої перегонки) і нагрівають у металевій колбі. Випарена вода конденсується у холодильнику та накопичується у градуйованому скляному приймачі. Нагрівання припиняють після того як об'єм води у приймачі перестає збільшуватися. Визначають кількість сконденсованої води та підраховують її процентний вміст:

$$X = V\rho/m,$$

де  $V$  – об'єм води у приймачі;  $\rho$  – густина масла при температурі взяття проби;  $m$  – маса проби.

При експлуатації гідроприводу наявність води у робочій рідині контролюється візуально. Для цього розміщують пробу рідини в чистій скляній пробірці, при цьому можуть бути виявлені краплини емульсії води розміром 30 ... 40 мкм.

*Контроль вмісту нерозчинених газів у робочій рідині.* За принципом дії способи такого контролю можуть бути класифіковані: на апаратурний контроль з використанням ультразвукового, електроємнісного, радіоізотопного, фотоелектричного та інших фізичних методів; об'ємний метод контролю з використанням вимірювальних трубок або стиску рідини до повного розчинення в ній газів; контроль за зміною параметрів потоку газорідинної суміші – тиску та витрати по довжині, тиску у замкненому об'ємі, густини газорідинної суміші.

Існуючі засоби і методи, які не потребують попереднього тарування, базуються на зміні параметрів газорідинної суміші. Однак використання цих приладів і методів обмежено складністю їх експлуатації у польових умовах, необхідністю витримки постійної температури та розрахунку модуля пружності газорідинної суміші.

Широке використання отримали прилади, основані на вимірюванні об'єму газорідинної суміші в результаті деформації газової складової при стисканні. Основним недоліком цього методу є невисока точність вимірювання газовмісту внаслідок зміни параметрів потоку робочої рідини при проходженні через пристрій.

Найбільш перспективним є використання приладів, основаних на вимірюванні об'єму газорідинної суміші при її стисканні до повного розчинення газу в рідині. Такі прилади використовуються у лабораторних та польових умовах для контролю стану робочих рідин гідросистем мобільних машин.

**2.3.2. Методи діагностування гідравлічних приводів за параметрами робочої рідини.** Одним з перспективних напрямків у діагностуванні гідравлічних приводів є оцінка їх технічного стану за станом робочої рідини. Крім контролю температури робочої рідини як інтегрального діагностичного параметра гідравлічної системи, одержують розвиток методи діагностування, оснований на аналізі забруднень рідини за її якісним і кількісним складом.

При експлуатації гідравлічних систем за наявності металевої стружки на фільтруючих елементах фільтрів, встановлених в лінії нагнітання за насосами, оцінюють інтенсивність зношення елементів насосів. З цією ж метою часто використовують магнітні пробки, які встановлюють у системі для уловлювання металевих продуктів зношення.

Для якісної оцінки забруднень робочої рідини використовується емісійний спектральний аналіз, що дозволяє визначати хімічний склад елементів забруднень і їх процентний вміст. Для фазового аналізу застосовується рентгеноскопичний метод, за допомогою якого можна визначити наявність кремнію, оксидів металів та інших елементів, що входять до складу механічних домішок. За відомою концентрацією хімічних елементів, визначеного спектральним аналізом, і складом речовин, отриманим рентгеноскопичним методом, оцінюється концентрація окремих речовин у забрудненні.

Метод спектрального аналізу має велику інформативність і є досить перспективним. Сутність методу полягає в тому, що проба робочої рідини або картерного масла спалюється в електричній дузі між графітовими електродами, і випромінювання, що виникає після обробки оптичним та електронним пристроєм, надає інформацію про присутність у пробі продуктів зношення та інших домішок.

Метод реалізується на малогабаритних фотоелектричних установках МФС-5 і МФС-7, які випускаються промисловістю. Швидкість виконання спектрального аналізу на цих установках дуже висока і значно перевищує швидкість проведення аналізів іншими методами, що особливо важливо при великій кількості аналізів. Завдяки високій продуктивності і малих витратах матеріалів вартість одного аналізу зазвичай незначна, незважаючи на високу вартість устаткування.

Постійне застосування спектрального аналізу проб робочої рідини дозволяє визначити поточний технічний стан гідроагрегатів, що призводить до зменшення вартості планових ремонтів та технічного обслуговування, попередження аварій, підвищення ефективності експлуатації машини завдяки прогнозуванню терміну служби машини і скороченню простоїв.

Однак метод спектрального аналізу ще не знайшов широкого застосування для діагностування гідравлічних систем приводів, тому що наявність великої кількості пар тертя в агрегатах сучасних гідросистем істотно утруднює визначення місць інтенсивного зношення за результатами спектрального аналізу робочої рідини.

Перевагами методів, які використовують параметри стану робочої рідини, є низька трудомісткість, відсутність необхідності навантаження об'єкта діагностування. До недоліків необхідно віднести складність відбору проб, низьку точність, трудність виявлення несправних елементів, необхідність використання дорогого обладнання.

Перспективним для діагностування гідравлічного приводу є метод, розроблений у ДонДТУ, за яким його стан встановлюється за кольором лакмусового папірця, який поміщається у робочу рідину.

## **2.4. Віброакустичні методи діагностування**

**2.4.1. Вібраційні методи діагностування гідравлічних агрегатів.** Робота гідравлічних приводів машин супроводжується хвильовими коливальними процесами, що виникають внаслідок незрівноваженості та зношення рухомих частин гідроприводу, зміни навантажень, перерозподілу енергії при зміні напрямку руху або турбулізації потоку робочої рідини. Ці хвильові коливальні процеси спричиняються джерелами вібрації та шуму агрегатів гідравлічного приводу.

Оскільки вібрація і шум виникають при взаємодії структурних елементів агрегатів, вони несуть корисну інформацію про їх технічний стан. За допомогою вібраційного методу діагностування здійснюється безпосередній контроль динамічного силового впливу, завдяки чому можна на більш ранній стадії знайти і попередити несправності. Зазначимо, що причини виникнення шуму і вібрацій у системах гідроприводів та методи боротьби з ними досить докладно розглянуті у роботах [2, 21].

Акустичний метод використовує у якості діагностичної ознаки шум, який супроводжує роботу гідроагрегатів. Акустичні явища є відображенням найбільш суттєвих фізичних процесів у гідроагрегатах, а саме деформації та напруження у деталях, коливання середовища і робочих тіл. Шум як носій інформації має велику інформативність, широкий спектр, реєстрація шуму дозволяє проводити швидке вимірювання у процесі експлуатації гідроагрегату.

Контроль внутрішніх витоків у гідроагрегатах за допомогою акустичних методів базується на прямій залежності рівня шуму від витрати рідини крізь за-

зори у гідроагрегаті. Джерелом ультразвукових коливань у цьому випадку є турбулізація потоку рідини на виході їх зазорів, коливання, які передаються на корпус гідроагрегата. Рівень шуму може вимірюватися, наприклад, ультразвуковим шукачем течії, який складається з ультразвукового щупа та індикатора.

Сутність віброакустичного методу полягає у такому. Робота вузлів та агрегатів гідроприводу супроводжується вібро- і гідроударними процесами або акустичними шумами, які називають структурним шумом (на відмінність від шуму повітря, який збуджується механізмами у навколишньому середовищі). У міру зношення механізмів або виникнення в них дефектів порушуються кінематичні зв'язки між деталями, внаслідок чого характер шуму і вібрації змінюється.

Позитивними факторами, що сприяють поширенню методів і засобів віброконтролю агрегатів гідравлічного приводу, є висока інформативність віброакустичних сигналів, простота їх перетворення в електричні сигнали, і, отже, можливість автоматизації процесу контролю і діагностування.

Необхідно зазначити, що характерною особливістю для спектрів справних насосів є дуже слабкий рівень шуму у діапазоні частот до 5 кГц. У спектрі вібрації насоса практично завжди присутня субгармонійна складова з номером гармоніки  $1/2$ . Це пов'язано з особливостями власних характеристик деталей вузла насоса, який качає. Частота цієї гармоніки визначається як добуток роторної частоти, помноженої на кількість поршнів насоса.

Флуктуація частоти обертання і взаємодія її з іншими джерелами коливань, особливо з тими, які виникають через несправності поршневої пари, приводять до модуляції вібраційних сигналів, які генеруються поршневою парою, тобто до повільної (порівняно з періодом) зміни основних параметрів коливань: амплітуди, частоти і фази. Відомі три основних типи модуляції: амплітудна, частотна і фазова. Для амплітудної модуляції характерна поява в спектрі бокових частот, що дорівнюють  $f + \Omega$  і  $f - \Omega$  (тут  $f$  – частота поршневої гармоніки,  $\Omega$  – частота модуляції). При частотній і фазовій модуляціях, крім цих частот, можуть виникнути коливання з частотами  $f \pm 2\Omega$ ,  $f \pm 3\Omega$  і т.д. Хоча питання виникнення і модуляції коливань в агрегатах гідроприводу вивчені недостатньо, можна вважати, що основні її причини – несправності у поршневій парі, через які виникають значні зміни амплітуди пульсації тиску порівняно з насосами, в яких поршні справні. При цьому найчастіше виникають амплітудна і частотна модуляції поршневої вібрації. Другою причиною модуляції основних гармонік є нестабільність частоти обертання.

*Діагностичні ознаки (параметри).* Будь-який складний коливальний рух

може бути зображений як сукупність простих гармонійних коливань. У загальному випадку гармонійне коливання характеризується трьома незалежними параметрами: амплітудою  $A$ , частотою  $f$  і початковою фазою  $\varphi$ , пов'язаними між собою законом синуса (косинуса):

$$y = A \cos(\omega t - \varphi), \quad (2.1)$$

де  $y$  – вібропереміщення;  $\omega$  – кутова частота коливань.

Продиференціювавши послідовно рівняння (2.1), одержимо:

$$\begin{aligned} v &= y' = -A \omega \sin(\omega t - \varphi); \\ j &= y'' = -A \omega^2 \cos(\omega t - \varphi), \end{aligned}$$

де  $v$  – віброшвидкість;  $j$  – віброприскорення.

Амплітуди вібропереміщення  $A$ , віброшвидкості  $v$  і віброприскорення пов'язані між собою співвідношеннями:

$$v = A \omega; \quad j = A \omega^2 = v \omega.$$

Перелічені параметри використовують при діагностуванні основних станів агрегатів системи гідроприводу. Необхідно зазначити, що їх значення регламентовані відповідними ДСТУ та наводяться у паспортах пристроїв.

Іноді замість віброприскорення використовують коефіцієнт віброперевантаження  $K$ , який дорівнює відношенню віброприскорення до прискорення вільного падіння  $K = j/g$ .

Наведені значення параметрів називають піковими. Вони ефективні при аналізі гармонічних вібрацій. Велику практичну цінність при діагностуванні гідроприводів за параметрами вібрації має середнє абсолютне значення параметра

$$y_{\text{ср}} = \frac{1}{2} \int_0^T [y(t)] dt, \quad (2.2)$$

та середнє квадратичне (ефективне) значення параметра

$$y_{\text{еф}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [y^2(t)] dt}, \quad (2.3)$$

яке характеризує енергію вібрації ( $T$  – період коливань).

Для гармонічного коливання

$$A = \sqrt{2} y_{\text{еф}} = (\pi/2) y_{\text{ср}}. \quad (2.4)$$

Наведеним величинам слід надавати перевагу при описі сигналів, які не є чисто синусоїдальними коливаннями і мають випадковий характер.

Кожний з розглянутих параметрів має певні особливості при використанні його у якості діагностичної ознаки. Амплітуда вібропереміщень характеризує

деформацію конструкції при вібрації використовується, коли несправність призводить до зміни деяких лінійних та кутових розмірів. Віброшвидкість дозволяє провести оцінювання вібронапруги конструкції, яка, у свою чергу, визначає процес накопичення пошкоджень від втоми та довговічність гідроагрегата. Віброприскорення характеризує рівень інерційного навантаження, яке виникає при коливаннях. Питання використання як критеріїв рівнів вібрації, вібропереміщення, віброшвидкості або віброприскорення слід вирішувати з урахуванням того, що при постійній віброшвидкості зі збільшенням частоти коливань вібропереміщення зменшується, а віброприскорення зростає. Таким чином при контролі вібрації на низьких частотах ( $f = 5 \dots 50$  Гц) використовують вібропереміщення, а на високих частотах ( $f = 750 \dots 1000$  Гц) – віброприскорення.

При діагностуванні агрегатів гідросистеми найбільшого поширення одержало вібродіагностування з використанням віброприскорення. Це обумовлено тим, що віброперетворювачі віброприскорення мають високу чутливість і порівняно просту апаратуру для обробки сигналів. Для великогабаритних гідромоторів, що мають велику масу, і гідронасосів з малими частотами обертання можливе використання віброшвидкості або віброзміщення як діагностичних сигналів. Обмеженням використання параметрів віброшвидкості для діагностування є велика маса віброперетворювачів і складність вимірювальної апаратури.

Для діагностування агрегатів гідросистеми, особливо гідромоторів і гідронасосів, використовують параметри віброприскорення, а іноді віброшвидкості.

*Акустичний канал і його основні властивості. Вибір місця встановлення віброперетворювача.* Акустичний канал містить кінематичну пару, яка є джерелом вібрації, віброперетворювач, що приймає сигнал, і середовище, по якому сигнал від кінематичної пари проходить до віброперетворювача. Якщо, наприклад, гідронасос має безліч кінематичних пар, то конструктивна схема його може бути зображена у вигляді системи резонаторів, властивості яких визначаються пружномасовими характеристиками основних елементів насоса.

При дії багатокомпонентної вібрації у системі можливий збіг або близькість частот сили, яка збуджує коливання, до частот власних коливань одного або декількох резонаторів. Резонансні коливання, що виникають при цьому, зазвичай мають найбільшу амплітуду, яка визначає технічний стан гідронасоса. Такий же ефект можливий і в тих випадках, коли має місце ціле число кратності частот. Практика вібровимірювання основних агрегатів систем гідроприводу показує, що описане явище зустрічається досить часто. Одна з причин цього – зміна критичних частот обертання вала гідронасоса під дією різних факторів, що визначаються умовами експлуатації. Ці фактори зводяться головним чином до зміни



пружних властивостей вузлів і деталей гідронасоса внаслідок зношування, а також послаблення з'єднань через деформації їх елементів під дією зовнішніх і внутрішніх навантажень. Сигнал від кінематичної пари, поширюючись по механізму, може зустрічатися із сигналами від інших кінематичних пар. Якщо сигнали від різних кінематичних пар збігаються по фазі, то вони можуть додаватися (підсилюватися), а в іншому випадку відніматися (слабшати). Оскільки акустичні канали мають свої резонанси, то всі сигнали, що мають частоти, рівні резонансам акустичних каналів, проходять без підсилення (або трохи підсилюються), інші – гальмуються.

Віброперетворювач необхідно встановлювати якомога ближче до кінематичної пари – об'єкта діагностування. Тому деякі виробники гідроагрегатів випускають їх з вмонтованими віброперетворювачами. Оптимальним способом кріплення віброперетворювача є кріплення за допомогою металевого жорсткого контакту (шпильки). Зазначимо, що кріплення віброперетворювача за допомогою спеціальних клеїв, магнітних приставок значно спотворюють високочастотну складову спектра коливань, тому місце установки віброперетворювача на об'єкті діагностування приймається на основі експериментальних досліджень.

**2.4.2. Засоби діагностування гідравлічних агрегатів за параметрами вібрацій.** Вимірювання вібрацій здійснюється віброперетворювачами, які перетворюють механічні коливання корпусів механізмів в електричний сигнал. Зараз в основному використовують індукційні та п'єзоелектричні віброперетворювачі. Резисторні та ємнісні перетворювачі використовують рідко.

Принцип дії індукційних віброперетворювачів базується на використанні ефекту електромагнітної індукції. При перетині полем постійного магніту витків котушки у ній індукується електрорушійна сила, яка пропорційна відносній швидкості руху магніту і котушки. Напруга на виході з індукційного віброперетворювача пропорційна віброшвидкості:

$$v = k U_{\text{пик}}, \quad (2.5)$$

де  $k$  – чутливість віброперетворювача;  $U_{\text{пик}}$  – пікове напруження на виході віброперетворювача.

Індукційні віброперетворювачі мають високу чутливість. Їх використовують при вимірюванні вібрації насосів і гідромоторів, які мають велику масу і габарити. До особливостей індукційних віброперетворювачів необхідно віднести: обмежений частотний діапазон вимірювання; великі габарити і масу. Ці віброперетворювачі в основному використовуються для контролю роторної механічної вібрації з частотою до 50 Гц.

Найбільше поширення для технічного діагностування агрегатів гідроприводу отримали п'єзоелектричні віброперетворювачі (акселерометри). За конструктивним виконанням п'єзоелектричні віброперетворювачі поділяються на віброперетворювачі, у яких для отримання п'єзоефекту використовується деформація розтягнення–стиску та деформація зсуву. Основний елемент віброперетворювача – кварцовий сигнал або пластина, яка виконана з п'єзокераміки, під дією сейсмічної маси перетворюють віброприскорення у пропорційну йому електричну напругу. Збільшення чутливості віброперетворювача досягається завдяки збільшенню інерційної сейсмічної маси або збільшенню товщини п'єзокерамічних пластин.

Існують п'єзоелектричні віброперетворювачі, які дозволяють одночасно вимірювати вібрації за трьома осями. Частотний діапазон п'єзоелектричних віброперетворювачів визначається його власною частотою коливань та умовами кріплення до об'єкта діагностування. Верхня робоча частота перетворювача може досягати 80 кГц і зазвичай не перевищує 40 % резонансної частоти.

*Віброакустичні засоби діагностування гідравлічних агрегатів та приводів* можна поділити на три групи: контрольно-сигнальну апаратуру, переносні прилади для періодичного контролю агрегатів гідравлічного приводу та стаціонарну апаратуру.

Контрольно-сигнальна апаратура призначена для контролю технічного стану обладнання під час його експлуатації з метою виявлення дефектів на ранніх стадіях їх виникнення. Зазначимо, що безперервне або періодичне спостереження за зміною різних параметрів вібрації у характерних для цього типу обладнання точках може бути основою для визначення місця і виду дефекту, оцінки ступеня його небезпеки і необхідності зупинки обладнання для попередження аварії та проведення ремонтних робіт. Такою апаратурою оснащено роторні машини усіх типів. За видом використання її поділяють на переносну і стаціонарну апаратуру періодичного або безперервного контролю технічного стану машини під час експлуатації. Переносна апаратура служить для періодичного контролю і аналізу вібрації машин з метою оцінювання її технічного стану. Стаціонарна апаратура входить до складу об'єкта, який діагностується та дозволяє проводити безперервний контроль вібрацій під час пуску і експлуатації машини.

За складністю конструкції та ступенем функціонування переносну і стаціонарну апаратуру контролю вібрацій обладнання поділяють на:

- ручні вібрографи важільного типу з записом вібрації на восковому папері;

- вібротестери з виносними вібровимірювальними перетворювачами у вигляді щупа та вимірювальним підсилювачем з вбудованим стрілочним або цифровим показчиком;

- стаціонарні прилади з одним каналом, що містять вібровимірювальний перетворювач граничного типу та контактну систему, розміщених в одному корпусі, який жорстко кріпиться на об'єкті контролю (граничний акселерометр) і сигналізує про перевищення допустимого рівня вібрації;

- стаціонарні прилади з одним каналом, які складаються з виносного віброперетворювача, що встановлений на об'єкті діагностування, і підсилювача, який вимірює і має стрілку та контактний пристрій для підключення звукового або світлового сигналізатора;

- апаратуру для вимірювання у одній точці з аналізатором спектра і стрілочним (або цифровим) показчиком амплітуд гармонік на виході;

- стаціонарну або апаратуру для вимірювання у багатьох точках, що складається з виносних віброперетворювачів, встановлених на об'єкті діагностування, і підсилювача, який вимірює, з вбудованим стрілочним або цифровим показчиком та ручним перемикачем, що комутує віброперетворювач на вході вимірювального підсилювача;

- стаціонарну апаратуру для вимірювання у багатьох точках з вибіркоким контролем за стрілочним показчиком та автоматичною реєстрацією самописцем параметрів вібрації, що складається з виносних віброперетворювачів і двоканального вимірювального підсилювача, на вході одного з каналів якого віброперетворювачі комутуються оператором за допомогою ручного перемикача для вимірювання вказаних параметрів вібрації за допомогою стрілочного або цифрового індикаторів, а на вході іншого каналу віброперетворювача комутуються автоматично перемикачем приладу для перемикання у багатьох точках, який реєструє і забезпечує подання попереджувального та аварійного сигналів про підвищення допустимого рівня вібрації у будь-якій з контрольованих точок;

- багатоканальні системи контролю з поданням попереджувального і аварійного сигналів і підключенням до каналу, на вході якого сигнал досягнув гранично допустимого рівня, осцилографа й аналізатора, який дозволяє визначити спектральний склад вібрацій, на підставі якого можна визначити причину несправності об'єкта діагностування;

- одно- та багатоканальні системи, які здійснюють спектральний аналіз за всіма каналами вимірювання і сигналізують про перевищення значень амплітуди гармонічних складових спектра;

- багатоканальні системи, які мають уніфікований вихід для вводу інформації про вібрацію обладнання в ПК.

*До номенклатури переносної апаратури для періодичного контролю гідравлічних приводів входять прості ручні вібрографи та досить складні електронні прилади, які дозволяють розв'язувати будь-які задачі технічного діагностування. Ручні вібрографи мають низьку точність вимірювання на сьогодні практично не застосовуються. Вібрація і пульсація тиску насосів, насосних станцій та гідромоторів вимірюється п'єзоелектричними перетворювачами.*

Інформацію про технічний стан насосів, гідромоторів, насосних станцій можна отримати, використовуючи тільки один перетворювач вібрації. Технічний стан підшипників можна визначити за шумовим рівнем спектра у визначених частотних діапазонах, а деталей вузла насоса, який качає, – за модуляцією основної поршневої гармоніки. Отримати ці діагностичні параметри можна за допомогою аналізатора спектра вібрацій насосів. Для контролю технічного стану насосів за загальним рівнем вібрації використовують прилад ЕМДП-3, похибка вимірювання якого становить  $\pm 2 \%$ . Цей прилад може також вимірювати частоту обертання вала і температуру робочої рідини.

Для контролю внутрішньої негерметичності та пов'язаної з нею турбулізації потоку, яка викликає гідродинамічний шум і призводить до коливань корпусів агрегатів, використовують індикатор коливань ультразвукових – ІКУ. Це малогабаритний переносний прилад, який виконаний у вигляді двох окремих блоків – ультразвукового щупа та електронного блока, з'єднаних кабелем. Ультразвуковий щуп має форму пістолета, це забезпечує зручність користування ним при пошуку негерметичності. Як чутливий елемент для перетворення пружних коливань в електричні сигнали використовується п'єзокераміка марки ЦТС-19, яка кріпиться на хвиляопроводі клеєм, що проводить струм.

Електронний блок має стрілоподібний індикатор з автоматичною зміною діапазону вимірювання. Турбулентний шум пропорційний внутрішнім перетіканням. Щуп сприймає ультразвукові коливання на частоті 28 кГц у смузі пропускання  $\pm 3$  кГц. Крім того, індикатор звукових коливань дозволяє контролювати технічний стан пар тертя (підшипників, зубчатих коліс редукторів) агрегатів, які не призначені для створення потоків рідини (електродвигунів, редукторів).

Аналіз відмов та несправностей агрегатів систем гідроприводів показує, що 15 % загальної кількості відмов припадає на руйнування від втоми елементів гідроагрегатів, які знаходяться під дією циклічного навантаження внутрішнім тиском. Найбільш часто руйнуються корпуси фільтрів, гідроаккумулятори,

трубопроводи і гідравлічні шланги високого тиску. Руйнування корпусу агрегату є відмовою, яка приводить до втрати працездатності усієї системи гідроприводу внаслідок витікання робочої рідини. Відомі методи неруйнівного контролю (ультразвуковий, струмовихровий) мають обмежені можливості при визначенні ранньої стадії зародження і розвитку тріщин, оскільки вони реєструють не розвиток дефекту, а його наявність. Цього недоліку не мають методи, які базуються на реєстрації процесів, що супроводжуються переносом енергії, яка виділяється в процесі руйнування.

Серед цих методів особливе місце займає метод діагностування тріщин від втоми за параметрами акустичної емісії. Встановлено, що використання акустичної емісії дає добрі результати при виявленні тріщин від втоми у корпусах гідрофільтрів і гідроаккумуляторів. Для реєстрації та обробки енергії акустичної емісії використовують систему, що містить високочастотний віброперетворювач з попереднім підсиленням, сигнал з якого надходить до приладу АФ-20М. Прилад АФ-20М – диференційний тракт підсилення з ефективною системою захисту від електричних та акустичних перешкод і має спеціальний вихід для підключення пристрою реєстрації сигналів.

*Стаціонарна апаратура для контролю технічного стану агрегатів систем гідроприводів* в основному призначена для контролю складного обладнання атомних і гідроелектростанцій, нафто-, газоперекачувальних станцій та інших особливо важливих об'єктів, відмови основних агрегатів яких приводять до великих економічних втрат.

До такої апаратури належать складні багатоканальні системи, які є органічною системою об'єкта діагностування і при будові яких використовується блочний принцип та використовуються уніфіковані блоки систем вимірювання, що виконують різноманітні функції і мають довільну кількість каналів і точок вимірювання.

## **2.5. Термодинамічні методи діагностування**

*Тепловий метод* базується на оцінюванні розподілення температури, на поверхнях вузлів і агрегатів, а також перепадів температури робочої рідини, що протікає в них і є мірою кількості тепла, у яку перетворюється енергія, яка втрачається в цих агрегатах та пристроях. Цей метод універсальний. Його можна реалізувати за допомогою накладних і вбудованих датчиків та використанням тепловізорів і спеціальних теплових камер. Навантаження гідроагрегата створюється дроселюванням або самонавантаженням.

Недоліки методу: необхідність точного вимірювання перепаду температури, для чого потрібні спеціальні високочутливі перетворювачі зі стабільними (і лінійними) характеристиками; особливі вимоги, що пред'являються до місць встановлення датчиків (ці місця повинні бути достатньо точно встановлені); висока ціна приладів, тепловізорів та спеціальних теплових камер.

*Термодинамічний метод* діагностування гідравлічних машин базується на законі збереження та перетворення енергії, відповідно до якого механічна енергія, яка підводиться до гідроагрегату (наприклад, до насоса), перетворюється в енергію потоку рідини – теплову, віброакустичну, електромагнітну і ін. При використанні цього методу режим роботи гідроагрегата приймають квазістаціонарним, а термодинамічну систему, яка розглядається, – однорідною. Приймають, що кількість теплоти, яка відводиться через поверхню насоса в оточуюче середовище, мала настільки, що порівняно з теплотою, яка відводиться робочою рідиною, нею можна знехтувати.

Зазначимо, що найбільш повно зміна технічного стану об'ємної гідромашини при її експлуатації визначається зміною її ККД. Однак функціональне діагностування гідромашин за ККД при традиційному підході ускладнено необхідністю прямих вимірів тиску, частоти обертання та особливо витрати і крутного моменту. Значно спростити визначення повного ККД гідромашини дозволяє застосування термодинамічних методів.

З рівняння теплового балансу визначають сумарне підвищення температури у реальному насосі [19]

$$\Delta T_n = \Delta p_n / c_p \rho (1/\eta - 1 + \alpha_p T_2), \quad (2.6)$$

де  $\Delta T_n$  – різниця температури рідини на вході і виході з насоса;  $\Delta p_n = p_n - p_{вс}$  – перепад тиску у насосі;  $p_n$  – тиск нагнітання;  $p_{вс}$  – тиск всмоктування;  $c_p$ ,  $\alpha_p$  і  $\rho$  – відповідно середня ізобарична теплоємність, коефіцієнт теплового розширення і густина робочої рідини;  $\eta$  – повний ККД насоса.

З рівняння (2.6) отримуємо:

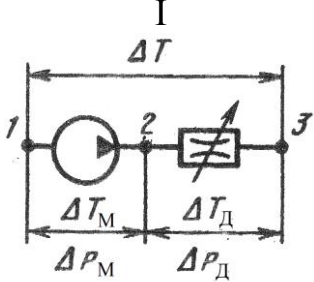
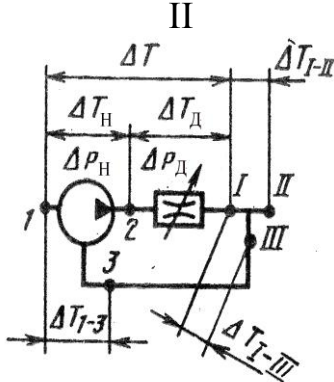
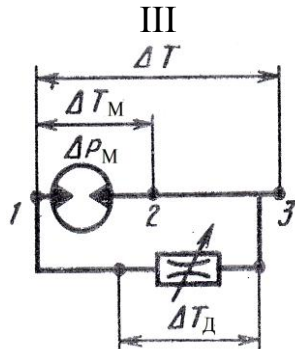
$$\eta = \frac{\Delta p_n}{\Delta T_n c_p \rho + (1 - \alpha_p T_2) \Delta p_n}. \quad (2.7)$$

При проведенні діагностування термодинамічним методом важко встановити тип робочої рідини і її теплофізичні параметри, тому для зменшення похибки вимірювання повного ККД використовують схеми вимірювання з дроселем, який створює навантаження. У цьому випадку формула для визначення повного ККД має вигляд [19]

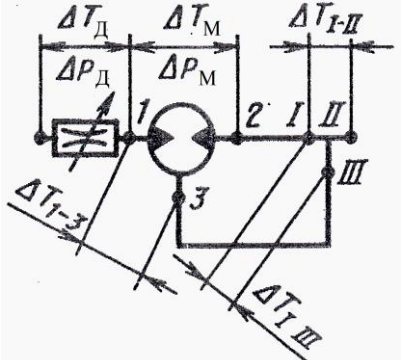
$$\eta = \frac{\Delta p_H \Delta T_D}{\Delta p_D \Delta T_H (1 - \alpha_p T_3) + \Delta p_H \Delta T_D (1 - \alpha_p T_2)} \quad (2.8)$$

Аналогічні формули існують і для гідромоторів. Використання схем вимірювання та формул для розрахунку повного ККД гідромашини дозволяє визначити його з великою точністю, табл. 2.4. За допомогою термодинамічних методів можна визначити повний ККД гідромашини при відсутності та наявності дренажної магістралі. При наявності дренажної магістралі витoki дренажу повинні бути скеровані у магістраль низького тиску між гідромашиною та датчиком температури. Таким чином втрати енергії, що відводяться потоком витоків рідини, повертаються в основну магістраль та враховуються у загальному енергетичному балансі гідромашини.

Таблиця 2.4 – Схеми вимірювання і формули для розрахунку повного ККД гідромашини термодинамічними методами

Схема вимірювання	Формули для розрахунку повного ККД
<p>I</p> 	$\eta = \frac{\Delta p_H \Delta T_D}{\Delta p_D \Delta T_H (1 - \alpha_p T_3) + \Delta p_H \Delta T_D (1 - \alpha_p T_2)}$
<p>II</p> 	$\eta = \frac{\Delta p_H}{\frac{\Delta p_D}{\Delta T_D} (1 - \alpha_p T_1) \Delta T_H + (1 - \alpha_p T_2) \Delta p_H + \frac{\Delta p_D}{\Delta T_D} (1 - \alpha_p T_1) \frac{\Delta T_{I-II}}{\Delta T_{II-III}} \Delta T_{I-3}}$
<p>III</p> 	$\eta = \frac{(1 - \alpha_p T_1) \Delta T}{\Delta T_D}$

Продовження таблиці 2.4

<p style="text-align: center;">IV</p> 	$\eta = \frac{(1 - \alpha_p T_1) \left( \Delta p_d \Delta T_m + \Delta p_m \Delta T_d - \Delta p_d \Delta T_{3-1} \frac{\Delta T_{I-II}}{\Delta T_{II-III}} \right)}{\Delta p_m \Delta T_d}$
---	--

Основою термодинамічних методів є вимірювання температури, точність яких повинна бути високою. Необхідно, щоб пневмоперетворювач мав високий рівень вихідного сигналу, мінімальну інерційність, високу стабільність характеристик, мінімальні габарити первинних термоперетворювачів, був нечутливим до вібрацій, ударів та зовнішніх електричних полів.

Найбільш повно цим вимогам відповідають термоперетворювачі опору та чутливі до зміни температури кварцеві резонатори. Як перетворювачі опору доцільно використовувати платинові термометри опору типу ТСП, які мають найкращі характеристики серед металевих термометрів. Як вторинний прилад у цьому випадку доцільно використовувати прилади типу Ф 206-1/5, що забезпечує вимірювання температури з похибкою меншою 0,01 °С.

Необхідно зазначити, що на визначення повного ККД гідромашини термодинамічними методами мають вплив такі фактори; нестабільність характеристик робочих рідин; наявність нерозчиненого повітря; теплообмін між корпусом гідромашини й оточуючим середовищем. Крім того, у ряді випадків, наприклад для дорожніх та будівельних машин, експлуатація їх гідросистем здійснюється з використанням (навіть змішуванням) різних типів робочих рідин, які мають різні теплофізичні властивості (у тому числі різні значення коефіцієнта теплового розширення  $\alpha_p$ ). У зв'язку з цим для оцінювання повного ККД гідромашини, встановлених у таких машинах, значення  $\alpha_p$  залежно від температури знаходять за номограмами, наведеними у роботі [19].

Для спрощення застосування термодинамічних методів діагностування гідромашин при відсутності достеменної інформації про тип робочої рідини, на якій працює гідросистема, пропонується використовувати поняття “розрахункова рідина”, коефіцієнт теплового розширення якої  $\alpha_p$  дорівнює середньому



значенню для усієї вибірки рідин, що застосовуються при цій температурі. Відносно похибка при такому підході не перевищує 4 ... 6 %.

Для визначення повного і об'ємного ККД насосів використовують пристрій, показаний на рис. 2.8, який містить теплоізований перепускний трубопровід, встановлений між виходом і входом насоса, та датчики вимірювання параметрів потоку, які проходять крізь цей трубопровід.

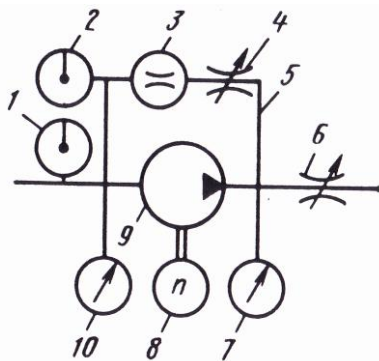


Рисунок 2.8 – Схема пристрою для комплексного вимірювання об'ємного та повного ККД насоса: 1, 2 – датчики температури; 3 – витратомір; 4, 6 – дроселі; 5 – перепускний канал; 7, 10 – манометри; 8 – частотомір; 9 – насос

Дроселем 6 встановлюють номінальне значення перепаду тиску на насосі 9. Одночасно дроселем 4 за значеннями витратоміра 3 встановлюють значення витрати крізь перепускний канал 5 при номінальному значенні частоти обертання насоса. Датчиками 1 і 2 вимірюють різницю температури, а манометрами 7 і 10 тиск. Додатково вимірюють температуру на виході з насоса 9 та після дроселя 6 (на виході з пристрою). За отриманими даними розраховують значення повного ККД системи “насос – перепускний канал”. Потім дроселем 4 змінюють витрату крізь перепускний канал та визначають відповідне значення повного ККД при незмінених значеннях перепаду тиску на насосі та частоти обертання його валу.

Значення повного ККД для кожного випадку розраховують за формулами наведеними в табл. 2.4. Повний ККД насоса

$$\eta = \frac{\eta_1 q_2 - \eta_2 q_1}{q_2 - q_1}, \quad (2.9)$$

де  $\eta_1$  і  $\eta_2$  – значення повного ККД системи “насос – перепускний канал” для двох випадків вимірювання;  $q_1$  і  $q_2$  – значення витрати через перепускний канал.

Об'ємний ККД насоса

$$\eta_{об} = \frac{\eta_1 q_2 - \eta_2 q_1}{q_T (\eta_1 - \eta_2)}, \quad (2.10)$$

де  $q_T$  – теоретична подача насоса.

Значення об'ємного ККД виражене через перепади температури  $\Delta T_1$  і  $\Delta T_2$ :

$$\eta_{об} = \frac{\Delta T_2 q_2 - \Delta T_1 q_1}{q_T (\Delta T_2 - \Delta T_1)}. \quad (2.11)$$

Зазначимо, що використанню (2.11) слід надавати перевагу, оскільки вона не потребує знання теплофізичних властивостей рідини.

Термодинамічний метод також дозволяє визначити сумарний осьовий люфт вузла, який качає, аксіально-поршневого насоса

$$\Delta h = h \left[ 1 - q_{вт} / (v_q n) - \eta_{об} \right], \quad (2.12)$$

де  $h$  – ход поршня;  $q_{вт}$  – об'єм витоків у вузлі, який качає;  $v_q$  – робочий об'єм вузла, який качає;  $n$  – частота обертання.

Для визначення  $q_{вт}$  використовують термодинамічний метод діагностування гідромашин. Використовують залежність для визначення повного ККД насоса та підставляють в нього  $\eta = \eta_{мех} \eta_{об}$ , в яку значення механічного ККД  $\eta_{мех}$  підставляють з паспортних даних.

У випадках, коли неможливо вбудувати датчики температури у систему гідроприводу, використовують метод діагностування, який використовує як діагностичну ознаку температурне поле корпусу гідроагрегата.

### Запитання для самоконтролю

1. Перелічіть методи діагностування гідравлічних приводів за параметрами функціонування.
2. Дайте визначення органолептичним методам діагностування.
3. У чому полягає сутність часового методу діагностування?
4. На чому оснований метод нормованих параметрів?
5. У чому полягає сутність статопараметричного методу діагностування?
6. Яка різниця між силовим методом і методом еталонних залежностей?
7. Яка сутність методу амплітудно-фазових характеристик?
8. У чому полягає сутність методу перехідних характеристик?
9. У чому полягає сутність методів еталонних осцилограм та порівняння і накладення осцилограм?
10. Що покладено в основу методу діагностування систем гідроприводів за станом робочої рідини?
11. Перелічіть методи та засоби контролю технічного стану робочої рідини.

12. Які прилади застосовуються для контролю чистоти робочої рідини? Розкажіть принцип їх роботи.
13. Які переваги і недоліки має метод спектрального аналізу при діагностуванні систем гідроприводів?
14. Як контролюються в'язкість і чистота робочої рідини?
15. Яким чином здійснюють контроль вмісту нерозчинених газів у робочій рідині?
16. Які фактори викликають вібрацію гідроагрегатів?
17. Які діагностичні параметри використовуються при вібраційних методах діагностування систем гідроприводів?
18. Що таке акустичний канал?
19. Назвіть основні властивості акустичного каналу.
20. В яких місцях установлюються віброперетворювачі?
21. Які прилади використовуються для діагностування систем гідроприводів за параметрами вібрацій?
22. Які переваги методу діагностування системи гідроприводу за ККД?
23. Який принцип покладено в основу термодинамічних методів діагностування гідроприводів?
24. Перелічіть фактори, що впливають на похибку визначення повного ККД термодинамічними методами.
25. Які прилади використовуються при застосуванні термодинамічних методів діагностування гідроприводів?

## ГЛАВА 3

### СТАТИСТИЧНІ МЕТОДИ РОЗПІЗНАВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГІДРОПРИВОДІВ

Розпізнавання технічного стану гідроприводів в умовах обмеженої інформації є основним завданням технічного діагностування. Стан гідроприводів описується деякою сукупністю параметрів або ознак. Розпізнавання технічного стану гідроприводу – це процес відношення його технічного стану до одного з можливих діагнозів. Зазначимо, що кількість діагнозів залежить від особливостей завдання та мети дослідження.

Ряд завдань потребує визначення одного з двох діагнозів – “справний” або “несправний”. В інших необхідно більш конкретно описати несправний стан, тобто локалізувати несправність. Оскільки у більшості випадків у завданнях з технічного діагностування можливі несправності відомі заздалегідь, сутність даного виду завдань зводиться до виявлення ознак, які дозволяють виявити ці несправності.

Існує два основних підходи до розв’язання задач розпізнавання: ймовірнісний і детерміністський. Більш загальними є ймовірнісні методи, які припускають статистичний (ймовірнісний) характер появи несправностей та ознак, які їх характеризують. До статистичних методів належать:

- метод Байєса;
- метод послідовного аналізу;
- метод статистичних рішень.

До методів статистичних рішень належить група методів, оснований на теорії статистичних рішень: метод мінімального ризику; метод мінімальної кількості помилкових рішень; метод Неймана–Пірсона; метод мінімаксу; метод найбільшої правдоподібності. Зазначимо, що далі застосування методів статистичних рішень розглядається для розпізнавання технічного стану гідроприводів при наявності одного діагностичного параметра.

#### 3.1. Метод Байєса

*Постановка задачі* для методу Байєса полягає у такому. Є привід, який знаходиться у одному з  $N$  випадкових станів  $D_i$ . Відома сукупність ознак  $k_j$ , кожна з яких з певною ймовірністю характеризує стан привоу. Необхідно розробити вирішальне правило, за допомогою якого деяка вибрана сукупність ознак  $k_j$  була б віднесена з визначеною ймовірністю до одного з можливих діа-

гнозів  $D_i$ .

Якщо обстеження гідроприводів здійснювалося за комплексом ознак  $K$ , для встановлення його технічного стану використовується узагальнена формула Байєса:

$$P(D_i/K^*) = \frac{P(D_i)P(K^*/D_i)}{\sum_{i=1}^N P(D_i)P(K^*/D_i)}. \quad (3.1)$$

До формули Байєса входить  $P(D_i/K^*)$  – ймовірність діагнозу  $D_i$ , після того як стали відомі результати обстеження за комплексом ознак  $K$ , причому комплекс ознак є набором ознак  $k_j$ :

$$K = (k_1, k_2, k_3, \dots, k_j, \dots, k_{j_{\max}}).$$

Кожна ознака  $k_j$  має  $m$  розрядів або діапазонів, причому  $m_j = 1 \dots S$ , тобто для кожного  $k_j$  існує декілька піддіапазонів значень, наприклад  $k_{j1}, k_{j2}, \dots, k_{jm}, \dots, k_{js}$ .

Якщо в результаті обстеження стає відома конкретна реалізація ознаки  $k_j^*$ , тобто  $k_j$  набуває значення одного з діапазонів (розрядів)  $m_j$ ,  $k_j^* = k_{jm_j}$ , то для комплексу ознак можна записати

$$K^* = (k_1^*, k_2^*, k_3^*, \dots, k_j^*, \dots, k_{j_{\max}}^*),$$

де  $K^*$  – конкретна реалізація комплексу ознак, властива деякому технічному стану (діагносту) привода.

При діагностуванні технічних систем у більшості випадків використовують контроль за допусками, та ознаки стану є дворозрядні (“в нормі” – “не в нормі”). Тому для спрощення запису реалізації комплексу ознак використовують позначення:  $k_j^*$  – наявність ознаки;  $\bar{k}_j$  – відсутність ознаки.

$P(D_i)$  – ймовірність діагнозу  $D_i$ , яка визначається за статистичними даними (апостеріорна ймовірність, “до дослідження”):

$$P(D_i) = N_i / N, \quad (3.2)$$

де  $N_i$  – кількість об’єктів, у яких спостерігався стан  $D_i$ ;  $N$  – загальна кількість об’єктів.

$P(K^*/D_i)$  називають умовною ймовірністю, або ймовірністю події  $K^*$  при умові, що подія  $D_i$  відбулася (апостеріорна ймовірність, “після дослідження”).

У практичних задачах при великій кількості ознак приймають, що ознаки

$k_j$  незалежні.

Події  $A$  і  $B$  називають незалежними, якщо поява однієї з них не впливає на ймовірність появи іншої, тобто

$$P(B/A) = P(B), \text{ або } P(A/B) = P(A).$$

Ймовірність спільної появи подій:

$$P(AB) = P(B)P(A/B) = P(A)P(B/A).$$

Для незалежних подій:

$$P(AB) = P(A)P(B).$$

Тому ймовірність появи комплексу незалежних ознак  $K$  при діагнозі  $D_i$  можна визначити як добуток ймовірностей появи кожної з ознак при діагнозі  $D_i$ , тобто

$$P(K^*/D_i) = P(k_1^*/D_i)P(k_2^*/D_i)\dots P(k_{j_{\max}}^*/D_i), \quad (3.3)$$

причому ймовірність прояви кожної з ознак при відповідному діагнозі може бути визначена на підставі досвіду експлуатації та розраховується за формулою

$$P(k_j^*/D_i) = N_{ij}/N_i, \quad (3.4)$$

де  $N_{ij}$  – кількість об'єктів з діагнозом  $D_i$ , у яких проявилася ознака  $k_j$ ;  $N_i$  – загальна кількість об'єктів з діагнозом  $D_i$ .

Знаменник (3.1) є повною ймовірністю події  $K^*$ , що відбувається разом з подіями  $D_i$ , які утворюють повну групу незалежних подій:

$$P(K^*) = \sum_{i=1}^N P(D_i)P(K^*/D_i). \quad (3.5)$$

Події  $D_i$  утворюють повну групу подій, тобто привід завжди знаходиться в одному з усіх можливих станів:  $\sum D_i = 1$ .

Зазначимо, що знаменник формули (3.1) однаковий для усіх діагнозів комплексів ознак, що розглядаються. За формулою Байєса (3.1) можна розрахувати ймовірність появи діагнозу після проявлення деякого комплексу ознак  $P(D_i/K^*)$ . Потім необхідно оцінити, чи отримане значення ймовірності є достатньо великим, щоб зробити висновок про зв'язок ймовірного діагнозу з ознаками. Це робиться за допомогою правила, на підставі якого приймається рішення про діагноз.

Привід можна віднести до одного з діагнозів  $D_i$ , якщо його ймовірність більша за заданий поріг  $P_d$ , який є попередньо вибраним рівнем розпізнання для діагнозу  $D_i$ :

$$P(D_i/K^*) > P_D. \quad (3.6)$$

Якщо  $P(D_i/K^*) < P_D$ , рішення про діагноз не приймається, потрібна додаткова інформація.

Для гідромашин і гідро-, пневмоприводу у цілому приймають  $P_D = 0,9$ , для елементів автоматики  $P_D = 0,8$ .

*Алгоритм діагностування гідроприводу за методом Байєса.*

1. Приймають, що діагности  $D_i$  утворюють несумісну групу подій, тобто одночасне виникнення двох або більше подій виключається. На підставі досвіду експлуатації відомі ймовірності відмов окремих вузлів або агрегатів  $P(D_i)$ , а також частота проявлення (ймовірність) ознаки  $k_j$  при несправності (діагнозі)  $D_i$ .

2. На підставі попередніх статистичних даних формулюється діагностична матриця (табл. 3.1).

3. Розраховану ймовірність різних станів приводу при проявленні вибраних діагностичних ознак за формулою (3.1) зводять у табл. 3.2.

У стовпці реалізації ознаки (табл. 3.2) записують їх можливі поєднання. Кількість рядків  $N_C$  у табл. 3.2 визначається можливим поєднанням різного проявлення ознак

$$N_C = m_1 m_2 \cdot \dots \cdot m_j,$$

де  $m_j$  – розрядність кожної з ознак.

Для дворозрядних ознак  $N_C = 2^{j_{\max}}$ .

Таблиця 3.1 – Діагностична матриця

Діагноз $D_i$	Ймовірність ознак $k_j$ (розрядів $k_{jmj}$ )					Ймовірність діагнозу $D_i$ $P(D_i)$
	$k_1$			$k_j$	$k_{j \max}$	
	$P(k_{11}/D_i)$	$P(k_{12}/D_i)$	$P(k_{1m1}/D_i)$	$P(k_j/D_i)$	$P(k_{j \max}/D_i)$	
$D_i$						
$D_i$						
...						

4. Для кожної з реалізацій доцільно спочатку розрахувати  $P(K^*/D_i)$ , помноживши на  $P(D_i)$ . Таким чином отримуємо чисельники для кожного з діагнозів. Підсумувавши їх, отримаємо знаменник. Ймовірності діагнозів при реаліза-

ції комплексу ознак, які розглядаються, отримаємо у результаті ділення кожного з чисельників на однаковий для усіх знаменник.

Таблиця 3.2 – Ймовірність діагнозу

Реалізація ознак $K^*$	Ймовірність діагнозу для даної реалізації комплексу ознак			
	$P(D_1/K^*)$	$P(D_2/K^*)$	$P(D_i/K^*)$	$P(D_{i\max}/K^*)$

5. Заповнивши табл. 3.2, аналізують результати згідно з правилом (3.6).

**Приклад 3.1.** При спостереженні за роботою аксіально-поршневого насоса перевіряються дві ознаки:  $k_1$  – підвищена температура робочої рідини більш ніж на  $50^\circ\text{C}$  і  $k_2$  – збільшення часу досягнення максимальної частоти обертання більше ніж на 5 с. Прийmemo, що для аксіально-поршневого насоса поява цих ознак пов’язана або з несправністю вузла розподілення (стан  $D_1$ ), або зі збільшенням радіальних зазорів у поршневих груп (стан  $D_2$ ).

При нормальному стані аксіально-поршневого насоса (стан  $D_3$ ) ознака  $k_1$  не спостерігається, а ознака  $k_2$  спостерігається у 5 % випадків. За статистичним даними відомо, що 80 % аксіально-поршневих насосів відпрацьовують ресурс у нормальному стані, 5 % насосів мають стан  $D_1$ , і 15 % – стан  $D_2$ . Також відомо, що ознака  $k_1$  зустрічається при стані  $D_1$  у 20 %, а при стані  $D_2$  в 40 % випадках; ознака  $k_2$  при стані  $D_1$  зустрічається у 30 %, а при стані  $D_2$  – у 50 % випадках. Зведемо ці дані у діагностичну таблицю (табл. 3.3).

Таблиця 3.3 – Ймовірності ознак та апіорні ймовірності станів

$D_i$	$P(k_1/D_i)$	$P(k_2/D_i)$	$P(D_i)$
$D_1$	0,2	0,3	0,05
$D_2$	0,4	0,5	0,15
$D_3$	0,0	0,05	0,80

Спочатку знайдемо ймовірності стану насоса, коли виявлено дві ознаки  $k_1$  і  $k_2$ . Вважаємо ознаки незалежними та використовуємо формулу (3.1).

Ймовірність стану

$$P(D_1/k_1k_2) = \frac{0,05 \cdot 0,2 \cdot 0,3}{0,05 \cdot 0,2 \cdot 0,3 + 0,15 \cdot 0,4 \cdot 0,5 + 0,8 \cdot 0 \cdot 0,05} = 0,09.$$

За аналогією отримаємо:  $P(D_2/k_1k_2) = 0,91$ ;  $P(D_3/k_1k_2) = 0$ .



Визначимо ймовірність стану насоса, якщо за результатами обстеження встановлено, що підвищення температури не спостерігається (ознака  $k_1$  відсутня), однак збільшується час досягнення максимальної частоти обертання (ознака  $k_2$  спостерігається). Відсутність ознаки  $k_1$  рівнозначна наявності ознаки  $\bar{k}_1$  (протилежна подія), причому  $P(\bar{k}_1/D_i) = 1 - P(k_1/D_i)$ .

Для розрахунку використаємо (3.1), однак значення  $P(k_1/D_i)$  у діагностичній таблиці замінимо на  $P(\bar{k}_1/D_i)$ . У цьому випадку  $P(D_1/\bar{k}_1 k_2) = \frac{0,05 \cdot 0,8 \cdot 0,3}{0,05 \cdot 0,8 \cdot 0,3 + 0,15 \cdot 0,6 \cdot 0,5 + 0,8 \cdot 1 \cdot 0,05} = 0,12$  і за аналогією  $P(D_2/\bar{k}_1 k_2) = 0,46$  і  $P(D_3/\bar{k}_1 k_2) = 0,41$ . Розрахуємо ймовірності станів у тому випадку, коли дві ознаки відсутні. За аналогією отримаємо

$$P(D_1/\bar{k}_1 \bar{k}_2) = \frac{0,05 \cdot 0,8 \cdot 0,7}{0,05 \cdot 0,8 \cdot 0,7 + 0,15 \cdot 0,6 \cdot 0,5 + 0,8 \cdot 1 \cdot 0,15} = 0,03; \quad P(D_2/\bar{k}_1 \bar{k}_2) = 0,05; \\ P(D_3/\bar{k}_1 \bar{k}_2) = 0,92.$$

Зазначимо, що ймовірності станів  $D_1$  і  $D_2$  відмінні від нуля, оскільки ознаки, які розглядаються, не є для них детермінованими. З наведених розрахунків можна визначити, що за наявності ознак  $k_1$  і  $k_2$  у аксіально-поршневого насосі з ймовірністю 0,91 він знаходиться у стані  $D_1$ , тобто у нього спостерігається збільшення радіальних зазорів у поршневих парах. За відсутності обох ознак найбільш ймовірно, що насос знаходиться у нормальному стані (ймовірність 0,92). За відсутності ознаки  $k_1$  і наявності ознаки  $k_2$  ймовірності станів  $D_2$  і  $D_3$  приблизно однакові (0,46 і 0,41) і для уточнення стану діагнозу потрібно провести додаткове обстеження.

### 3.2. Метод послідовного аналізу

Цей метод оснований на формулі Байєса (3.1). Його ще називають методом Вальда. Застосовується для розпізнавання двох станів та відрізняється від методу Байєса тим, що кількість обстежень попередньо не встановлюється, їх проводять стільки, скільки необхідно для прийняття рішень з визначеним ступенем ризику. При використанні методу послідовного аналізу для оцінювання комплексу ознак, їх кількість послідовно збільшується та оцінюється ймовірність розпізнавання технічного стану.

Якщо прийняти, що

$$P(D_2/K^*) > P(D_1/K^*), \text{ або } P(D_2/K^*)/P(D_1/K^*) > 1,$$

де  $D_1$  і  $D_2$  – ймовірності діагнозів  $D_1$  і  $D_2$  при будь-якому визначеному наборі ознак  $K^*$ , які розраховуються за формулою (3.1), то можна прийняти рішення,

що даний комплекс ознак відповідає стану  $D_2$ , тобто  $K^* \in D_2$

Підставивши в останню нерівність значення, розраховані за формулою (3.1), отримаємо

$$\frac{P(D_2)P(K^*/D_2)}{P(D_1)P(K^*/D_1)} > 1, \text{ або } \frac{P(K^*/D_2)}{P(K^*/D_1)} > \frac{P(D_1)}{P(D_2)}. \quad (3.7)$$

Враховуючи, що  $P(K^*/D_i)$  для незалежних подій визначається відповідно до залежності (3.3), останню нерівність (3.7) запишемо у вигляді

$$\frac{P(k_1^*/D_2)P(k_2^*/D_2)\dots P(k_n^*/D_i)}{P(k_1^*/D_1)P(k_2^*/D_2)\dots P(k_n^*/D_i)} > \frac{P(D_1)}{P(D_2)}. \quad (3.8)$$

Для прийняття рішення про те, що комплекс ознак  $K^*$  відповідає діагнозу  $D_2$ , тобто  $K^* \in D_2$ , в методі послідовного аналізу відношення ймовірностей ознак зіставляється не одразу, а послідовно. Таким чином потрібна менша кількість обстежень ніж за методом Байєса. Відношення ймовірностей ознак називають відношенням правдоподібності.

Нехай деяка ознака  $k_1$  частіше зустрічається при діагнозі  $D_2$ , ніж при діагнозі  $D_1$ .

Якщо  $\frac{P(k_1^*/D_2)}{P(k_1^*/D_1)} > A$ , то можна прийняти, що  $K^* \in D_2$ , де  $A$  – верхня гра-

ниця прийняття рішення.

Якщо  $\frac{P(k_1^*/D_2)}{P(k_1^*/D_1)} < B$ , то приймається рішення на користь діагнозу  $D_1$ ,

тобто  $K^* \in D_1$ , де  $B$  – нижня границя прийняття рішення.

Якщо  $A < \frac{P(k_1^*/D_2)}{P(k_1^*/D_1)} < B$ , то для прийняття рішення потрібна додаткова

інформація. Тоді проводиться обстеження за ознакою  $k_2$ , і якщо

$\frac{P(k_1^*/D_2)P(k_2^*/D_2)}{P(k_1^*/D_1)P(k_2^*/D_1)} > A$ , приймається рішення на користь діагнозу  $D_2$ .

Загальна процедура методу полягає у такому. Нехай проведено  $v-1$  обстеження, які не дозволили прийняти рішення про діагноз, тобто

$$B < \frac{P(k_1^*/D_2)}{P(k_1^*/D_1)} \cdot \dots \cdot \frac{P(k_{v-1}^*/D_2)}{P(k_{v-1}^*/D_1)} < A,$$

однак після чергового  $v$ -го обстеження

$$\frac{P(k_1^*/D_2) \cdot \dots \cdot P(k_v^*/D_2)}{P(k_1^*/D_1) \cdot \dots \cdot P(k_v^*/D_1)} > A,$$

то приймається рішення про знаходження об'єкта в стані  $D_2$ , якщо

$$\frac{P(k_1^*/D_2) \cdot \dots \cdot P(k_v^*/D_2)}{P(k_1^*/D_1) \cdot \dots \cdot P(k_v^*/D_1)} < B,$$

приймається рішення, що об'єкт належить до стану  $D_1$ , тобто  $K^* \in D_1$ .

Для скорочення обсягу розрахунків рекомендується на початку проводити обстеження за найбільш інформативними ознаками.

### 3.3. Методи статистичних рішень

Ці методи рекомендується застосовувати в тих випадках, коли апіорних статистичних даних про відмови та несправності недостатньо. У цьому випадку метод Байєса стає малоефективним. Методи статистичних рішень відрізняються від методу Байєса правилами прийняття рішень. Правило прийняття рішень вибирається, виходячи з деяких умов оптимальності, наприклад з умови мінімуму середнього ризику.

Розглянемо процес розпізнавання при використанні однієї діагностичної ознаки. Нехай гідропривід діагностується за вмістом домішок у маслі. Як параметр діагностування  $k$  приймаємо вміст домішок. Задача полягає у виборі такого значення параметра  $k_0$ , що при  $k < k_0$  можна приймати рішення про подальшу експлуатацію насоса, а при  $k > k_0$  вважати насос несправним та знімати його з експлуатації.

Тобто задача зводиться до розділення усього простору стану на два класи. Такий спосіб діагностування називають диференціальним або дихотомією. Вважаємо, що  $D_1$  – справний стан, а  $D_2$  – несправний стан. Правило прийняття рішень у цьому випадку має вигляд:

$$\left. \begin{array}{l} \text{якщо } k < k_0, \text{ то } k \in D_1; \\ \text{якщо } k > k_0, \text{ то } k \in D_2. \end{array} \right\} \quad (3.9)$$

Стан домішок у маслі неоднозначно характеризує стан насоса. В масло можуть потрапляти частки від інших пар тертя (гідророзподільник, підшипники). Розподілення щільності ймовірності деякого діагностичного параметра  $x$  для справного та несправного станів у багатьох випадках має вигляд, як на рис. 3.1. Тобто, стосовно задачі, яка розглядається, домішки можуть бути присутніми і у приводі зі справним насосом. Важливою є та обставина, що області спра-

вного і дефектного стану перетинаються. Тому правильно вибрати  $k_0$  (або  $x_0$  на рис. 3.1), який задовольняє умову (3.9), принципово неможливо. Задача полягає у виборі деякого оптимального значення  $k_0$ , яке дає найменшу кількість неправильних рішень.

При прийнятті рішення про діагноз можливі похибки двох видів: першого та другого родів (хибна тривога і пропуск мети). Хибною тривоگو називають випадок, коли приймається рішення о наявності дефекту, однак система дійсно знаходиться у справному стані (приймається  $D_2$  замість  $D_1$ ).

Пропуск мети (дефекту) – випадок, коли приймається рішення про справний стан, однак система дійсно знаходиться у несправному стані (приймається  $D_1$  замість  $D_2$ ).

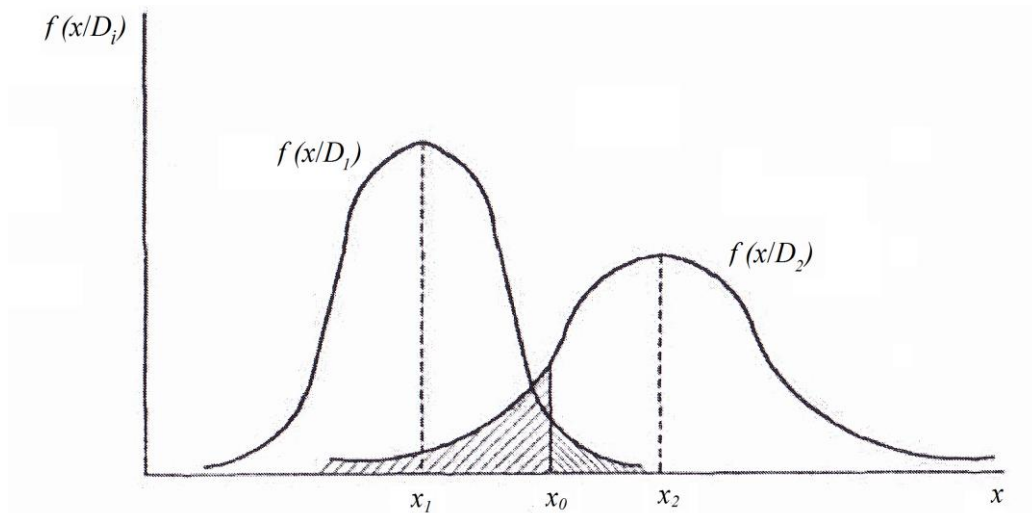


Рисунок 3.1 – Статистичне розподілення щільності ймовірності діагностичного параметру  $x$  для справного  $D_1$  і несправного  $D_2$  станів

Позначимо можливі рішення за правилом (3.9) як  $H_{ij}$ , причому індекс  $i$  відповідає прийнятому діагнозу,  $j$  – дійсному діагнозу. Тоді маємо:

$H_{21}$  – хибна тривога (похибка першого роду);

$H_{12}$  – пропуск несправності (похибка другого роду);

$H_{11}$  – правильне рішення (справний стан);

$H_{22}$  – правильне рішення (справний стан).

Визначимо ймовірність хибної тривоги  $H_{21}$ , тобто коли  $x > x_0$ , а насос є справним. Ймовірність такої події (хибної тривоги) дорівнює ймовірності добутку двох подій: наявності справного стану;  $x > x_0$ . Оскільки події є залежними, то

$$P(H_{21}) = P(x > x_0 \wedge D_1) = P(D_1)P(x > x_0/D_1). \quad (3.10)$$

Площа під кривою щільності ймовірності справного стану (крива  $f = (x/D_1)$ , рис. 3.1) на відрізку справа від  $x_0$  відповідає умовній ймовірності для справного стану  $D_1$  при  $x > x_0$ . Площею такої фігури є

$$P(x > x_0/D_1) = \int_{x_0}^{\infty} f(x/D_1)dx. \quad (3.11)$$

З урахуванням (3.11), рівняння (3.10) набуде вигляд

$$P(H_{21}) = P(D_1) \int_{x_0}^{\infty} f(x/D_1)dx = P_1 \int_{x_0}^{\infty} f(x/D_1)dx, \quad (3.12)$$

де  $P_1 = P(D_1)$  – апіорна ймовірність діагнозу  $D_1$ , яка відома на підставі статистичних даних.

За аналогією до (3.12) розраховуємо ймовірність пропуску дефекту, яка є ймовірністю добутку двох подій: наявність несправного стану;  $x < x_0$ .

$$P(H_{12}) = P(D_2)P(x < x_0/D_2) = P_2 \int_{-\infty}^{x_0} f(x/D_2)dx, \quad (3.13)$$

де  $P_2 = P(D_2)$  – апіорна ймовірність діагнозу  $D_2$ .

Ймовірність прийняття хибного рішення складається з ймовірностей хибної тривоги та пропуску дефекту. Кожній похибці привласнюють деякий ваговий коефіцієнт, який називають “ціною” похибки. З урахуванням “ціни” отримуємо вираз для середнього ризику

$$R = C_{12}P(H_{12}) + C_{21}P(H_{21}) = C_{12}P_2 \int_{-\infty}^{x_0} f(x/D_2)dx + C_{21}P_1 \int_{x_0}^{\infty} f(x/D_1)dx. \quad (3.14)$$

Ціна похибки враховує можливі наслідки хибної тривоги і пропуску дефекту та є умовною величиною, яку кількісно важко визначити. Зазвичай (для задач надійності) вартість хибної тривоги приймають набагато меншою за вартість пропуску дефекту  $C_{21} \ll C_{12}$ . Інколи вводиться “ціна” правильних рішень  $H_{11}$  і  $H_{22}$ , однак вона приймається від’ємною (умовна вигода). Тоді, у загальному випадку для деякого діагностичного параметра  $x$  і його граничного значення  $x_0$ :

$$R = C_{11}P_1 \int_{-\infty}^{x_0} f(x/D_1)dx + C_{21}P_1 \int_{x_0}^{\infty} f(x/D_1)dx + \\ + C_{12}P_2 \int_{-\infty}^{x_0} f(x/D_2)dx + C_{22}P_2 \int_{x_0}^{\infty} f(x/D_2)dx \quad (3.15)$$

де  $C_{11}$ ,  $C_{12}$ ,  $C_{21}$  і  $C_{22}$  – відповідно вартості: правильного рішення (справний стан); пропуску дефекту; хибної тривоги; правильного рішення (несправний стан).

Величина  $x$  є випадковою, тому  $R$  являє собою середнє значення (математичне очікування) ризику.

Існує декілька методів аналізу похибок при прийнятті рішень про технічний стан об'єкта, відповідно до яких розраховується таке  $x_0$ , що при  $x < x_0$   $x \in D_1$ , а при  $x > x_0$   $x \in D_2$ .

**3.3.1. Метод мінімального ризику.** Граничне значення  $x_0$  знаходиться з умови мінімуму середнього ризику  $R$ . Для знаходження екстремальної точки, необхідно продиференціювати  $R$  за  $x_0$  та прирівняти похідну до нуля. Однак у цьому випадку можемо отримати  $x_0$ , яке відповідає як мінімальному, так і максимальному значенню ризику. Для того щоб  $R$  набуло мінімального значення у точці  $x = x_0$ , друга похідна  $R$  повинна бути додатною.

Перед диференціюванням  $R$  зазначимо, що визначений інтеграл є різницею первісних у граничних точках. Первісна – це функція, похідна якої дорівнює підінтегральній функції. Наприклад,

$$\int_{-\infty}^{x_0} f(x/D_1) dx = F(x/D_1)_{(x_0)} - F(x/D_1)_{(-\infty)},$$

де  $F(x/D_1)$  – функція розподілення.

$$\text{Крім того, } \frac{d}{dx} F(x/D_1) = f(x/D_1).$$

Тоді

$$\frac{d}{dx} \int_{-\infty}^{x_0} f(x/D_1) dx = \frac{d}{dx} (F(x_0) - F(-\infty)) = \frac{dF(x_0)}{dx_0} \frac{dF(-\infty)}{dx_0} = f(x_0/D_1) f(-\infty/D_1) = f(x_0/D_1),$$

оскільки  $f(-\infty/D_1) = 0$ , (см. рис. 3.1).

На підставі наведеного вище диференціал рівняння (3.15)

$$\begin{aligned} \frac{dR}{dx_0} &= C_{11}P_1f(x_0/D_1) - C_{21}P_1f(x_0/D_1) + C_{12}P_2f(x_0/D_2) - C_{22}P_2f(x_0/D_2) = \\ &= f(x_0/D_2)(C_{12} - C_{22})P_2 - f(x_0/D_1)(C_{21} - C_{11})P_1. \end{aligned} \quad (3.16)$$

Прирівнявши (3.16) до нуля, отримаємо

$$\frac{f(x_0/D_1)}{f(x_0/D_2)} = \frac{P_2(C_{12} - C_{22})}{P_1(C_{21} - C_{11})}. \quad (3.17)$$

Для того щоб  $x = x_0$  відповідало мінімальному  $R$ , виконаємо перевірку

$$\frac{d^2 R}{dx_0^2} > 0.$$

Продиференціювавши (3.16) ще раз, отримаємо

$$f'(x_0/D_2)(C_{12} - C_{22})P_2 - f'(x_0/D_1)(C_{21} - C_{11})P_1 > 0. \quad (3.18)$$

З нерівності (3.18)

$$\frac{f'(x_0/D_1)}{f'(x_0/D_2)} < \frac{P_2(C_{12} - C_{22})}{P_1(C_{21} - C_{11})}. \quad (3.19)$$

Якщо функції розподілення щільності ймовірності одномодальні (мають один максимум), то умова (3.19) виконується у будь-якому випадку, і цю перевірку проводити необов'язково. Виконання нерівності (3.19) для будь-яких  $x$  пояснюється таким: права частина нерівності завжди додатна, оскільки  $C_{11}$  і  $C_{22}$  набувають нульових або від'ємних значень; похідна  $f'(x_0/D_1)$  від'ємна, оскільки функція  $f(x_0/D_1)$  зменшується на відрізку від  $\bar{x}_1$  до  $\bar{x}_2$  (див. рис. 3.1),  $f(x_0/D_2)$  – додатна.

Таким чином граничне значення діагностичного параметра можна визначити з рівності (3.17). Рішення про діагноз приймають на підставі відношення правдоподібності – відношення щільності ймовірностей розподілення  $x$  при двох станах

$$\frac{f(x/D_1)}{f(x/D_2)} = \lambda_{\text{гр}}. \quad (3.20)$$

Якщо (3.20) більше за деяке значення  $\lambda$ , то приймають рішення про діагноз чисельника, якщо менше – про діагноз знаменника. Правило прийняття рішення для деякого довільного  $x$  набуде вигляду

$$\left. \begin{array}{l} \text{якщо } \frac{f(x/D_1)}{f(x/D_2)} > \frac{P_2(C_{12} - C_{22})}{P_1(C_{21} - C_{11})}, \text{ то } x \in D_1; \\ \text{якщо } \frac{f(x/D_1)}{f(x/D_2)} < \frac{P_2(C_{12} - C_{22})}{P_1(C_{21} - C_{11})}, \text{ то } x \in D_2. \end{array} \right\} \quad (3.21)$$

Величина  $\lambda_{\text{гр}} = \frac{P_2(C_{12} - C_{22})}{P_1(C_{21} - C_{11})}$  є граничним значенням для відношення

правдоподібності у методі мінімального ризику. У більшості практичних задач умовні виграші (заохочення) для правильних рішень  $C_{11}$  і  $C_{22}$  не вводяться. Тоді

$$\lambda_{\text{гр}} = \frac{P_2 C_{12}}{P_1 C_{21}}. \quad (3.22)$$

Для прийняття рішення за цим методом інколи навіть непотрібно визначення критичного значення параметра  $x_0$ , достатньо лише відношення правдо-

подібності. Для нормального розподілення зручно розглядати не відношення правдоподібності, а його натуральний логарифм, оскільки логарифми збільшуються разом з аргументом, і характер зміни відношення залишається ідентичним.

**Приклад 3.2.** Розглянемо випадок, коли параметр  $x$  має нормальне розподілення при справному  $D_1$  і  $D_2$  несправному станах. Розсіювання параметра (величина середньоквадратичного відхилення) приймаємо однаковим. У випадку, який розглядається, щільності розподілень

$$f(x/D_1) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x}_1)^2}{2\sigma^2}}; \quad f(x/D_2) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x}_2)^2}{2\sigma^2}}.$$

Підставляючи ці співвідношення у рівність (3.17), після логарифмування отримуємо

$$\ln \frac{f(x_0/D_1)}{f(x_0/D_2)} = -\frac{1}{2\sigma^2} [2x_0(\bar{x}_2 - \bar{x}_1) + \bar{x}_1^2 - \bar{x}_2^2] = \ln \frac{P_2(C_{12} - C_{22})}{P_1(C_{21} - C_{11})}.$$

З цього рівняння отримуємо

$$x_0 = -\frac{1}{2}(\bar{x}_1 + \bar{x}_2) - \frac{\sigma^2}{\bar{x}_2 - \bar{x}_1} \left( \ln \frac{P_2}{P_1} + \ln \frac{C_{12} - C_{22}}{C_{21} - C_{11}} \right).$$

При  $x < x_0$ ,  $x \in D_1$ ; при  $x > x_0$ ,  $x \in D_2$ .

**3.3.2. Метод мінімальної кількості хибних рішень.** Ймовірність хибного рішення складається з ймовірностей тривоги і пропуску дефекту, яке з урахуванням (3.12) і (3.13) можемо записати

$$P_{\text{пох}} = P_1 \int_{x_0}^{\infty} f(x/D_1) dx + P_2 \int_{-\infty}^{x_0} f(x/D_2) dx. \quad (3.23)$$

Як і в методі мінімального ризику візьмемо похідну від (3.23) та прирівняємо її до нуля

$$\begin{aligned} \frac{P_{\text{пох}}}{dx_0} &= -P_1 f(x_0/D_1) dx + P_2 f(x_0/D_2) dx; \\ -P_1 f(x_0/D_1) dx + P_2 f(x_0/D_2) dx &= 0. \end{aligned} \quad (3.24)$$

З рівняння (3.24)

$$\frac{f(x_0/D_1)}{f(x_0/D_2)} = \frac{P_2}{P_1}.$$

Для неомодальних розподілень (з декількома екстремумами) для виявлення мінімуму необхідно перевірити умову  $\frac{d^2 P_{\text{пох}}}{dx_0^2} > 0$ . Після диференціювання (3.24) отримуємо  $-P_1 f'(x_0/D_1) dx + P_2 f'(x_0/D_2) dx > 0$ , або



$$\frac{f'(x_0/D_1)}{f'(x_0/D_2)} < \frac{P_2}{P_1},$$

де  $P_1$  і  $P_2$  – апіорні ймовірності діагнозів  $D_1$  і  $D_2$ .

Правило прийняття рішення, за аналогією з методом мінімального ризику, набуде вигляду

$$\left. \begin{aligned} x \in D_1, \text{ якщо } \frac{f(x/D_1)}{f(x/D_2)} > \frac{P_2}{P_1}; \\ x \in D_2, \text{ якщо } \frac{f(x/D_1)}{f(x/D_2)} < \frac{P_2}{P_1}. \end{aligned} \right\} \quad (3.25)$$

Ці правила є окремим випадком правил методу мінімального ризику. Їх називають умовою Зінгера-Котельникова (умовою ідеального спостерігача). Вони не враховують ціну похибки. Однак наслідки різних хибних рішень суттєво відрізняються між собою. Зазвичай ціна пропуску дефекту значно вища за ціну хибної тривоги. Якщо вартості сумірні (дефекти з обмеженими наслідками, задачі контролю), то застосування методу мінімальної кількості хибних рішень є виправданим.

**3.3.3. Метод мінімаксу** використовують у випадку, коли відсутні попередні статистичні відомості про ймовірність діагнозів  $D_1$  і  $D_2$ . Розглядають “найгірший випадок”, тобто найменш сприятливі значення  $P_1$  і  $P_2$ , які призводять до найбільшого (максимального) ризику.

Припускаючи, що величина ризику  $R$  залежить від  $x_0$ ,  $P_1$  і  $P_2$ . Ймовірність несправного стану  $P_2 = 1 - P_1$ , таким чином середній ризик буде залежати від  $x_0$ , і  $P_1$ . Якщо не враховувати умовний виграш від врахування правильності прийняття рішень, то рівняння (3.14) набуде вигляду

$$R(x_0, P_1) = C_{21} P_1 \int_{x_0}^{\infty} f(x_0/D_1) dx + C_{12} (1 - P_1) \int_{-\infty}^{x_0} f(x_0/D_2) dx. \quad (3.26)$$

Для визначення екстремуму знайдемо частинні похідні (3.26) за  $x_0$ , і  $P_1$  та прирівняємо їх до нуля. Частинні похідні:

$$\begin{aligned} \frac{\partial R}{\partial x_0} &= -C_{21} P_1 f(x_0/D_1) + C_{12} (1 - P_1) f(x_0/D_2); \\ \frac{\partial R}{\partial P_1} &= C_{21} \int_{x_0}^{\infty} f(x/D_1) dx - C_{12} \int_{-\infty}^{x_0} f(x/D_2) dx. \end{aligned}$$

Якщо знайти корені  $x_0^*$ , і  $P_1^*$  рівнянь

$$-C_{21}P_1f(x_0/D_1)+C_{12}(1-P_1)f(x_0/D_2)=0; \quad (3.27)$$

$$C_{21}\int_{x_0}^{\infty}f(x/D_1)dx-C_{12}\int_{-\infty}^{x_0}f(x/D_2)dx=0, \quad (3.28)$$

то точка  $R(x_0^*, P_1^*)$  є екстремальною.

Величина ризику  $R$  для таких умов набуває максимального значення. Це означає, що якщо деяке “несприятливе” значення  $P_1$  викликає максимальне значення ризику  $R$ , то отримані корені рівнянь (3.27), (3.28) будуть відповідати найменшому  $R$  зі списку максимальних.

Якщо  $P_1 = 0$  або  $P_1 = 1$ , ситуація немає невизначеності та ризик прийняття хибного рішення дорівнює нулю. Для проміжних значень  $0 < P_1 < 1$  ризик прийняття неправильного рішення збільшується та при деякому  $P_1^*$  стає максимальним. Величину  $x_0$  вибирають таким чином, щоб найменш сприятливе значення  $P_1$  втрати, пов’язані з хибним рішенням, були мінімальними.

Спочатку розв’яжемо рівняння (3.28) та знайдемо його корінь  $x_0^*$ . Наближене значення кореня можна знайти чисельними методами, наприклад методом Ньютона, відповідно до якого кожне наступне наближення знаходять за формулою

$$x_{i+1} = x_i - \frac{\varphi(x_i)}{\varphi'(x_i)},$$

де  $\varphi(x)$  – ліва частина рівняння, яке розв’язується  $\varphi(x) = 0$ .

Обчислення припиняється тоді, коли значення  $x_i$  і  $x_{i+1}$  стають достатньо близькими, тобто

$$x_i = x^*, \text{ якщо } |x_{i+1} - x_i| < \varepsilon,$$

де  $\varepsilon$  – деяка похибка.

Як перше наближення приймають

$$x_{0(1)} = (\bar{x}_1 + \bar{x}_2)/2,$$

де  $\bar{x}_1$  і  $\bar{x}_2$  – середні значення щільності ймовірності для  $f(x/D_1)$  і  $f(x/D_2)$  (див. рис. 3.1).

Таким чином,

$$\varphi(x_0) = C_{21}\int_{x_0}^{\infty}f(x/D_1)dx - C_{12}\int_{-\infty}^{x_0}f(x/D_2)dx = C_{21}(1 - F(x_0/D_1)) - C_{12}F(x_0/D_2), \quad (3.29)$$

оскільки

$$\int_{-\infty}^{x_0} f(x/D_1)dx = F(x_0/D_1); \quad \int_{-\infty}^{x_0} f(x/D_2)dx = F(x_0/D_2);$$

$$\int_{x_0}^{\infty} f(x/D_1)dx = 1 - \int_{-\infty}^{x_0} f(x/D_1)dx = 1 - F(x_0/D_1),$$

де  $F(x/D_1)$  – функція розподілення ( $f$  – щільність ймовірності).

Диференціюємо рівняння (3.29), отримуємо

$$\varphi'(x_0) = C_{21}F'(x_0/D_1) - C_{12}F'(x_0/D_2).$$

З рівняння  $\frac{\partial R}{\partial x_0} = 0$  знаходимо найменше сприятливі значення ймовірності

справного  $P_1^*$  і не справного  $P_2^*$  станів:

$$P_1^* = \frac{C_{12}}{C_{12} + C_{12} f(x_0^*/D_1) / f(x_0^*/D_2)}; \quad P_2^* = 1 - P_1^*.$$

Величину ризику визначаємо за рівнянням (3.26) при значеннях  $x_0 = x_0^*$ ,  $P_1 = P_1^*$ .

**3.3.4. Метод Неймана–Пірсона.** Оцінки вартості похибок часто невідомі, а визначення їх дійсних значень натрапляє на великі труднощі. Разом з тим бажано, щоб при певному (допустимому) рівні однієї з похибок мінімізувати значення іншої. Таким чином важливим є обґрунтований вибір допустимого рівня похибок на підставі попереднього досвіду або інтуїтивно.

За методом Неймана–Пірсона мінімізується ймовірність пропуску мети при заданому допустимому рівні ймовірності хибної тривоги

$$P_1 \int_{x_0}^{\infty} f(x/D_1)dx \leq A, \quad (3.30)$$

де  $A$  – заданий допустимий рівень ймовірності хибної тривоги;  $P_1$  – ймовірність справного стану.

Зазначимо, що в задачах технічного діагностування значення  $P_1$  і  $P_2$  у більшості випадків відомі за статистичним даними. З рис 3.1 видно, що зі збільшенням похибки хибної тривоги ( $x_0$  зміщується вліво) величина пропуску дефекту зменшується (зменшується площа під кривою несправного стану). Її найменше значення буде відповідати знаку рівності у рівнянні (3.30):

$$P_1 \int_{x_0}^{\infty} f(x/D_1)dx = A. \quad (3.31)$$

З рівняння (3.31) можна знайти  $x_0$ , а потім визначити величину ризику  $R$ .

У практичних задачах приймають

$$A = k_{\text{нд}} P_2,$$

де  $k_{\text{нд}}$  – надлишковий коефіцієнт, який залежить від роздільної здатності діагностичних засобів, небезпеки дефекту, омічних витрат тощо.

При дефектах з обмеженими наслідками можна прийняти  $k_{\text{нд}} = 1 \dots 3$ . При небезпечних дефектах  $k_{\text{нд}} = 3 \dots 10$ . Для дуже небезпечних дефектів, які зустрічаються дуже рідко ( $P_2 < 0,01$ ),  $k_{\text{нд}}$  може досягати і більших значень.

Визначити граничне значення  $x_0$  можна й іншим способом, виходячи з вибраної ймовірності пропуску дефекту. У цьому випадку

$$P_2 \int_{-\infty}^{x_0} f(x/D_2) dx = B, \quad (3.32)$$

де  $B$  – задане значення ймовірності пропуску дефекту.

Якщо дефект є небажаним навіть в одиничному виробі, можна прийняти

$$B = 1/(k_{\text{нд}} N),$$

де  $N$  – загальна кількість виробів, які знаходяться в експлуатації ( $1 \leq k_{\text{нд}} < 10$ ).

У всіх випадках величина  $B$  повинна бути дуже малою ( $B < 0,01$ ). В методі Неймана–Пірсона граничне значення знаходиться з рівнянь (3.31) або (3.32).

При практичному розв’язанні подібних рівнянь доцільно використовувати метод Ньютона (див. п. 3.3.3), приймаючи, наприклад

$$\varphi(x_0) = P_1 \int_{x_0}^{\infty} f(x_0/D_1) dx - A; \quad \varphi'(x_0) = -P_1 f(x_0/D_1).$$

**3.3.5. Метод найбільшої правдоподібності.** Його можна розглядати як окремий випадок методу мінімального ризику. Приймають таке правило прийняття рішення:

$$\left. \begin{aligned} x \in D_1, \text{ якщо } \frac{f(x/D_1)}{f(x/D_2)} > 1; \\ x \in D_2, \text{ якщо } \frac{f(x/D_1)}{f(x/D_2)} < 1. \end{aligned} \right\} \quad (3.33)$$

де  $x$  – значення параметра об’єкта який діагностується.

Граничне значення  $x_0$  визначається з умови  $f(x_0/D_1) = f(x_0/D_2)$ , та є абсцисою точки перетину графіків щільності ймовірності  $f(x/D_1)$  і  $f(x/D_2)$ .

При порівнянні методів найбільшої правдоподібності з методом мінімального ризику, вони співпадають у випадку, коли

$$\frac{P_2(C_{12} - C_{22})}{P_1(C_{21} - C_{11})} = 1. \quad (3.34)$$

Коли ціну правильного рішення у рівнянні (3.34) не враховувати, то

$$(P_2 C_{12}) / (P_1 C_{21}) = 1. \quad (3.35)$$

Для задач надійності ймовірність несправного стану зазвичай є малою величиною, а вартість пропуску дефекту значно більша за вартість хибної тривоги ( $C_{12} \gg C_{21}$ ). Тоді умова (3.35) дає рішення, яке не потребує знання точних значень вартостей похибок та якісно відображає вказані обставини ( $P_2 \ll P_1$ ,  $C_{12} \gg C_{21}$ ).

### 3.4. Вибір комплексу ознак для діагностування гідроприводу за методом Байєса

Гідравлічний привід, рис. 3.2, може знаходитися в одному з  $N$  випадкових станів. Є деяка кількість ознак  $K$  ( $k_1, k_2, \dots, k_j$ ), кожна з яких з певною ймовірністю характеризує стан системи.

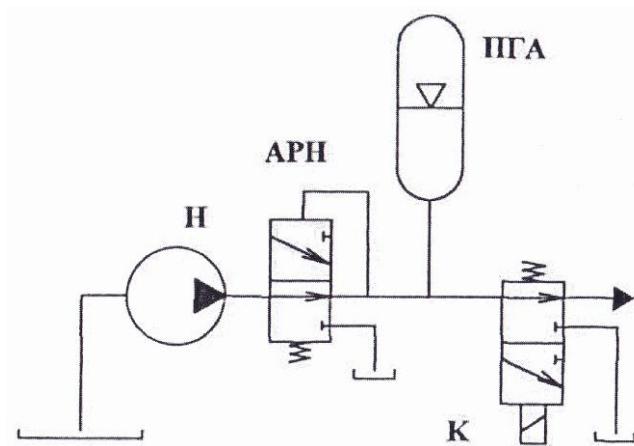


Рисунок 3.2 – Гідравлічна схема ділянки гідроприводу: Н – насос; АРН – автомат розвантаження насоса; ПГА – пневмогідроаккумулятор; К – кран з електромагнітним керуванням

Необхідно розробити правило, за допомогою якого задана сукупність параметрів дозволить стверджувати, що привід може бути віднесений до одного з можливих станів (діагнозів)  $D_i$ . Необхідно також оцінити достовірність прийнятого рішення. Тобто необхідно визначити ймовірність того, що стан  $D_i$  є причиною проявлення деякої ознаки  $k_j$  (або комплексу ознак).

У кінцевому результаті необхідно вибрати набір ознак, які дозволяють із заданою ймовірністю визначити конкретний технічний стан приводу.

За результатами експлуатації приводу виділено такі технічні стани (несправності, діагнози)  $D_i$ :  $D_1$  – гідропривід справний (у межах ТУ);  $D_2$  – відмо-

ва насоса;  $D_3$  – відмова автомата розвантаження насоса;  $D_4$  – відмова пневмогідроаккумулятора;  $D_5$  – відмова крана з електромагнітним керуванням.

В і діагностичних ознак прийняті такі дворозрядні ознаки:  $k_1$  – підвищена частота спрацювання АРН;  $k_2$  – підвищена пульсація тиску на виході з насоса;  $k_3$  – підвищена температура робочої рідини в гідроприводі.

Ці параметри можуть бути виміряні, наприклад датчиками положення, пульсацій тиску та температури.

Причинами виникнення  $k_1$  (підвищена частота спрацювання АРН) можуть бути такі несправності:

- негерметичність електромагнітного крана ( $D_5$ );
- негерметичність АРН ( $D_3$ );
- розрядження газової порожнини ПГА ( $D_4$ ).

Причини появи  $k_2$  (підвищена пульсація тиску на виході з насоса):

- несправність вузла насоса, який качає ( $D_2$ );
- відмова АРН ( $D_3$ );
- насос справний, однак підвищена пульсація тиску ( $D_1$ ).

Причини проявлення  $k_3$  (підвищена температура робочої рідини в гідроприводі):

- несправний насос ( $D_2$ );
- внутрішні витоки АРН ( $D_3$ );
- витоки у електромагнітному клапані ( $D_5$ ).

Досвід експлуатації гідроприводу дозволяє отримати такі статистичні дані:

- апіорні ймовірності  $P(D_i)$  станів  $D_i$  – тобто ймовірності проявлення відповідних несправностей;
- ймовірності  $P(k_j/D_i)$  проявлення ознак  $k_j$  при діагнозі  $D_i$ .

За цими даними формується діагностична матриця, яка є основою для розрахунків за методом Байєса. Для гідравлічного приводу, який розглядається, такою матрицею є табл. 3.4. Наявність нулів у деяких ячейках діагностичної матриці означає, що ознака не проявляється при відповідній несправності.

Для розв'язання задачі скористаємося формулою Байєса (3.1). Висновок про технічний стан об'єкта будемо приймати на підставі правила (3.6). Попередньо приймаємо, що  $P_d = 0,9$ .

Таблиця 3.4 – Діагностична матриця гідроприводу з рис. 3.2

Діагноз $D_i$	Ймовірність ознак $k_j$			Ймовірність діагнозу $D_i$ $P(D_i)$
	$P(k_1/D_i)$	$P(k_2/D_i)$	$P(k_3/D_i)$	
$D_1$	0	9,15	0	0,70
$D_2$	0	0,45	0,20	0,05
$D_3$	0,48	0,30	0,25	0,10
$D_4$	0,72	0	0	0,08
$D_5$	0,60	0	0,55	0,07

Ймовірність  $P(K^*)$  визначаємо за формулою (3.5), яку для випадку проявлення незалежних ознак запишемо у вигляді

$$P(K^*/D_i) = P(k_1^*/D_i) P(k_2^*/D_i) \dots P(k_{j_{\max}}^*/D_i).$$

Ймовірності  $P(k_j^*/D_i)$  і  $P(D_i)$  є вихідними даними та наведені у діагностичній матриці (табл. 3.3).

У цьому прикладі аналізують п'ять можливих технічних станів за трьома діагностичними ознаками, тому  $N = 5$  і  $j_{\max} = 3$ .

Оскільки ознаки дворозрядні, можлива кількість реалізації комплексу ознак, відповідна кількість рядків у результуючій таблиці (табл. 3.4)  $N_c = 2^3 = 8$ .

Таким чином, можливі такі реалізації комплексів ознак:

1)  $k_1, k_2, k_3$ ; 2)  $k_1, k_2$ ; 3)  $k_1, k_3$ ; 4)  $k_2, k_3$ ; 5)  $k_1$ ; 6)  $k_2$ ; 7)  $k_3$ .

Восьмою реалізацією є відсутність усіх ознак. Такий варіант у більшості випадків не розглядається, оскільки не несе ніякої інформації.

Якщо врахувати в означеннях відсутність проявлення ознаки, комбінацію ознак можна записати у такому вигляді:

1)  $k_1, k_2, k_3$ ;      3)  $k_1, \bar{k}_2, k_3$ ;      5)  $k_1, \bar{k}_2, \bar{k}_3$ ;      7)  $\bar{k}_1, \bar{k}_2, k_3$ ;  
 2)  $k_1, k_2, \bar{k}_3$ ;      4)  $\bar{k}_1, k_2, k_3$ ;      6)  $\bar{k}_1, k_2, \bar{k}_3$ ;      8)  $\bar{k}_1, \bar{k}_2, \bar{k}_3$ .

Причому для дворозрядних ознак ймовірність відсутності ознаки розраховується за формулою

$$P(\bar{k}_j/D_i) = 1 - P(k_j/D_i).$$

Скориставшись даними діагностичної матриці, визначимо апіорну ймовірність діагнозів для різних реалізацій комплексу ознак та запишемо їх у

результуючу таблицю (табл. 3.4).

Наприклад, для  $K^* = (\bar{k}_1, k_2, \bar{k}_3)$  відповідно до формули (3.1) чисельники для діагнозів (ЧД) визначаються таким чином:

$$\begin{aligned}\text{ЧД1} &= P(D_1)P(K^*/D_1) = P(D_1)P(\bar{k}_1/D_1)P(k_2/D_1)P(\bar{k}_3/D_1) = \\ &= P(D_1)(1 - P(k_1/D_1))P(k_2/D_1)(1 - P(k_3/D_1)) = 0,7(1-0)0,15(1-0) = 0,105;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{ЧД2} &= P(D_2)P(K^*/D_2) = P(D_2)P(\bar{k}_1/D_2)P(k_2/D_2)P(\bar{k}_3/D_2) = \\ &= P(D_2)(1 - P(k_1/D_2))P(k_2/D_2)(1 - P(k_3/D_2)) = 0,05(1-0)0,45(1-0,2) = 0,018;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{ЧД3} &= P(D_3)P(K^*/D_3) = P(D_3)P(\bar{k}_1/D_3)P(k_2/D_3)P(\bar{k}_3/D_3) = \\ &= P(D_3)(1 - P(k_1/D_3))P(k_2/D_3)(1 - P(k_3/D_3)) = 0,10(1-0,48)0,30(1-0,25) = 0,0117;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{ЧД4} &= P(D_4)P(K^*/D_4) = P(D_4)P(\bar{k}_1/D_4)P(k_2/D_4)P(\bar{k}_3/D_4) = \\ &= P(D_4)(1 - P(k_1/D_4))P(k_2/D_4)(1 - P(k_3/D_4)) = 0,08(1-0,72)0(1-0) = 0;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{ЧД5} &= P(D_5)P(K^*/D_5) = P(D_5)P(\bar{k}_1/D_5)P(k_2/D_5)P(\bar{k}_3/D_5) = \\ &= P(D_5)(1 - P(k_1/D_5))P(k_2/D_5)(1 - P(k_3/D_5)) = 0,07(1-0,60)0(1-0,55) = 0;\end{aligned}$$

Знаменник (ЗН) для комплексу ознак, які розглядаються, дорівнює сумі всіх чисельників:

$$\text{ЗН1} = \text{ЧС1} + \text{ЧС2} + \text{ЧС3} + \text{ЧС4} + \text{ЧС5} = 0,105 + 0,018 + 0,0117 + 0 + 0 = 0,1337.$$

Ймовірність появи діагнозів після проявлення заданого комплексу ознак:

$$P(D_1/(\bar{k}_1, k_2, \bar{k}_3)) = \text{ЧД1} / \text{ЗН1} = 0,105 / 0,1337 = 0,78;$$

$$P(D_2/(\bar{k}_1, k_2, \bar{k}_3)) = \text{ЧД2} / \text{ЗН1} = 0,018 / 0,1337 = 0,133;$$

$$P(D_3/(\bar{k}_1, k_2, \bar{k}_3)) = \text{ЧД3} / \text{ЗН1} = 0,0117 / 0,1337 = 0,087;$$

$$P(D_4/(\bar{k}_1, k_2, \bar{k}_3)) = \text{ЧД4} / \text{ЗН1} = 0 / 0,1337 = 0;$$

$$P(D_5/(\bar{k}_1, k_2, \bar{k}_3)) = \text{ЧД5} / \text{ЗН1} = 0 / 0,1337 = 0.$$

Аналогічним чином розраховуються інші значення  $P(D_i/K^*)$ . При розрахунках необхідно приймати до уваги, що, якщо для якогось із діагнозів при реалізації комплексу ознак присутня навіть одна ознака, ймовірність проявлення якої при даному діагнозі дорівнює нулю, то  $P(D_i/K^*)$  у відповідній комірці дорівнює нулю. Врахування цього дозволяє значно скоротити обсяг та час розрахунків, табл. 3.5.

Потім аналізують отримані результати, табл. 3.4. Раніше було прийнято, що  $P_D = 0,9$ , і тільки дані двох комірок задовольняють цю вимогу. Для встановлення діагнозу  $D_3$  можна скористатися двома комплексами ознак:  $k_1, k_2, k_3$  і



$k_1, k_2, \bar{k}_3$ .

Таблиця 3.5 – Ймовірність виникнення різних станів ділянки гідроприводу, рис. 3.2

Реалізація ознак	Ймовірність діагнозу для даної реалізації комплексу ознак				
	$P(D_1/K^*)$	$P(D_2/K^*)$	$P(D_3/K^*)$	$P(D_4/K^*)$	$P(D_5/K^*)$
$k_1, k_2, k_3$	0	0	1,0	0	0
$k_1, k_2, \bar{k}_3$	0	0	1,0	0	0
$k_1, \bar{k}_2, k_3$	0	0	0,267	0	0,733
$\bar{k}_1, k_2, k_3$	0	0,536	0,464	0	0
$k_1, \bar{k}_2, \bar{k}_3$	0	0	0,248	0,566	0,186
$\bar{k}_1, k_2, \bar{k}_3$	0,78	0,133	0,087	0	0
$\bar{k}_1, \bar{k}_2, k_3$	0	0,183	0,304	0	0,513

Раціональним є застосування останнього комплексу, який передбачає наявність (вимірювання) тільки двох параметрів. Наявність ознак  $k_1$  і  $k_2$  дозволяє з достатньо великою ймовірністю (0,733) стверджувати про наявність діагнозу  $D_3$ , однак ця ймовірність нижча за задану граничну  $P_d$ . Можна зробити висновок, що вибрана сукупність параметрів не є оптимальною для розпізнавання заданих несправностей приводу, необхідно використовувати додаткові діагностичні ознаки.

Зазначимо, що для спрощення розрахунків за методом Байєса використовують програму розрахунку на ПК, алгоритм якої наведено у [6].

### 3.5. Вибір граничних значень діагностичних параметрів гідроприводів методами статистичних рішень

Розглянемо застосування методів статистичних рішень для діагностування вузлів гідроприводів. Нехай технічний стан насоса оцінюється за вмістом механічних або металевих домішок в маслі. Для справного стану середнє значення домішок становить 5 г на тонну масла, середньоквадратичне відхилення 2 г на 1 тонну. При підвищеному зношуванні деталей тертя середнє значення 12 г на 1 тонну, середнє квадратичне відхилення 3 г на 1 тонну. Розподілення випадкових величин (вмісту домішок) відбувається за нормальним законом.

За статистичними даними несправний стан насоса (підвищене зношення) спостерігається у 10 % насосів. Пропуск дефекту оцінюється у 20 разів дорожче

за хибну тривогу. Умовною вигодою від правильного рішення – нехтуємо.

Необхідно визначити граничний вміст домішок у приводі, вище яких насос підлягає заміні (несправний) для того, щоб уникнути небезпечних наслідків (раптової відмови). Оцінювання граничних значень діагностичного параметра проведемо різними методами статистичних рішень.

За результатами розв'язання задачі необхідно знайти: граничне значення параметра; ймовірність похибок 1-го та 2-го роду; середній ризик.

Таким чином, з умови задачі маємо:

$$P_2 = 0,1; \quad P_1 = 1 - P_2 = 0,9; \quad C_{11} = C_{22} = 0; \quad C_{12}/C_{21} = 0 \quad (\text{вважаємо, що } C_{12} = 20, C_{21} = 1); \quad \bar{x}_1 = 5; \quad \sigma_1 = 2; \quad \bar{x}_2 = 12; \quad \sigma_2 = 3.$$

Розв'язок задачі здійснимо різними методами та проведемо порівняльний аналіз отриманих результатів.

На початку зазначимо, що щільність розподілення при нормальному законі визначається рівнянням

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma^2}},$$

де  $\bar{x}$  – середнє значення (математичне очікування);  $\sigma$  – середнє квадратичне відхилення безперервної величини.

Функція нормального розподілення

$$F(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma^2}} dx.$$

Якщо використати функцію Лапласа

$$\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{u^2}{2}} du,$$

то функцію розподілення можна розрахувати згідно з рівнянням

$$F(x) = \frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{x - \bar{x}}{\sigma}\right).$$

У додатку 1 табл. Д.1 наведені значення функції нормального розподілення. Для розрахунку  $F$  за табл. Д.1 необхідно як аргумент підставляти величину  $\frac{x - \bar{x}}{\sigma}$ , наприклад  $\frac{x_0 - \bar{x}_1}{\sigma_1}$ .

*Метод мінімального ризику.*

Граничне значення визначається з рівняння

$$\frac{f(x_0/x_1)}{f(x_0/x_2)} = \frac{P_2(C_{12} - C_{22})}{P_1(C_{21} - C_{11})}.$$

Після підставлення вихідних даних отримаємо

$$\frac{f(x_0/D_1)}{f(x_0/D_2)} = \frac{C_{12}C_2}{C_{21}C_1} = \frac{20}{1} \frac{0,1}{0,9} = 2,22. \quad (3.36)$$

Щільності нормального розподілення для справного і несправного станів:

$$f(x_0/D_1) = \frac{1}{\sigma_1 \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma_1^2}} = \frac{1}{2\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-5)^2}{2 \cdot 2^2}} = \frac{1}{2\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-5)^2}{8}};$$

$$f(x_0/D_2) = \frac{1}{\sigma_2 \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma_2^2}} = \frac{1}{3\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-12)^2}{2 \cdot 3^2}} = \frac{1}{3\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-12)^2}{18}}.$$

Після підставлення у рівняння (3.36) отримуємо

$$\frac{3}{2} e^{-\frac{(x-5)^2}{8} + \frac{(x-12)^2}{18}} = 2,22. \quad (3.37)$$

Після логарифмування (3.37) перетворюється у квадратне рівняння

$$-\frac{(x-5)^2}{8} + \frac{(x-12)^2}{18} = \ln 4,44/3, \text{ або } 5x_0^2 + 6x_0 - 351 + \ln(4,44/3) = 0,$$

коренем якого є  $x_0 = 7,456$ .

*Метод мінімальної кількості хибних рішень.*

Граничне значення  $x_0$  визначається з рівняння

$$\frac{f(x_0/D_1)}{f(x_0/D_2)} = \frac{P_2}{P_1}. \quad (3.38)$$

Після підставлення вихідних даних та логарифмування (3.38) отримаємо квадратне рівняння

$$-\frac{(x-5)^2}{8} + \frac{(x-12)^2}{18} = \ln\left(\frac{0,1}{0,9} \frac{2}{3}\right), \text{ або } 5x_0^2 + 6x_0 - 351 + 72 \ln(2/37) = 0,$$

додатнім коренем якого є  $x_0 = 9,97$ .

*Метод мінімаксу (ймовірності  $D_1$  і  $D_2$  відсутні).*

Граничне значення  $x_0$  отримаємо з рівняння

$$C_{21}(1 - F(x_0/D_1)) - C_{12}(1 - F(x_0/D_1)) = 0,$$

де  $F$  – функція розподілення.

Застосуємо для цього метод Ньютона:

$$x_{0(i+1)} = x_{0(i)} - \frac{\varphi(x_{0(i)})}{\varphi'(x_{0(i)})}.$$

$$\varphi(x_0) = C_{21}(1 - F(x_0/D_1)) - C_{12}(1 - F(x_0/D_1)),$$

$$\varphi'(x_0) = -C_{21}f(x_0/D_1) - C_{12}f(x_0/D_1).$$

Перше наближення

$$x_{0(1)} = \frac{\bar{x}_1 + \bar{x}_2}{2} = \frac{5 + 12}{2} = 8,5.$$

$$\begin{aligned} \varphi'(x_0) &= -C_{21}f(x_0/D_1) - C_{12}f(x_0/D_1) = 1 \frac{1}{2\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-5)^2}{8}} - 20 \frac{1}{3\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-12)^2}{18}} = \\ &= -0,0432 - 1,3467 = -1,39. \end{aligned}$$

Величину  $\varphi(x_0)$  знайдемо за допомогою табл. Д.1, підставляючи у якості аргументу функції розподілення для діагнозів  $D_1$  і  $D_2$  значення  $\frac{x_{0(i)} + \bar{x}_1}{\sigma_1}$  і

$\frac{x_{0(i)} + \bar{x}_2}{\sigma_2}$  відповідно:

$$\begin{aligned} \varphi(x_{0(1)}) &= 1 \left[ 1 - F\left(\frac{8,5 - 5}{2}\right) \right] - 20 F\left(\frac{8,5 - 12}{3}\right) = 1[1 - F(1,75)] - 20F(-1,167) = \\ &= [1 - F(1,75)] - 20[1 - F(1,167)] = (1 - 0,9594) - 20(1 - 0,878) = -2,399. \end{aligned}$$

Наступне наближення кореня

$$x_{0(2)} = x_{0(1)} - \frac{\varphi(x_{0(1)})}{\varphi'(x_{0(1)})} = 8,5 - \frac{-2,399}{-1,39} = 6,77.$$

Після декількох ітерацій отримали граничне значення параметра  $x_{0(5)} = 5,71$ .

Якщо провести аналогічні розрахунки для  $C_{21} = C_{12} = 1$ , прирівнявши вар-тості тривоги і пропуску дефекту, отримаємо  $x_{0(3)} = 7,80$ .

Найменш сприятливі ймовірності розраховуємо за формулами:

$$P_1^* = \frac{C_{12}}{C_{12} + C_{21} f(x_0/D_1)/f(x_0/D_2)}; P_2^* = 1 - P_1^*.$$

Для  $x_0 = 5,71$  отримаємо

$$P_1^* = \frac{20}{20 + \frac{3}{2} e^{-\frac{(x_0-5)^2}{8} - \frac{(x_0-12)^2}{18}}} = \frac{20}{20 + \frac{3}{2} e^{-\frac{(5,71-5)^2}{8} - \frac{(5,71-12)^2}{18}}} = 0,69;$$

$$P_2^* = 1 - P_1^* = 1 - 0,69 = 0,31.$$

Для  $x_0 = 7,80$  ймовірності мають значення

$$P_1^* = 0,93; P_2^* = 0,07.$$

*Метод Неймана–Персона.*

Його використовують тоді, коли вартість похибок незадана. Мінімізується ймовірність пропуску дефекту, однак попередньо задається допустимий рівень  $A$  ймовірності хибної тривоги. Граничне значення  $x_0$ , яке відповідає мінімуму ймовірності пропуску дефекту, визначається з рівняння (3.31).

Вважаємо, що наслідки дефекту обмежені. Приймаємо  $k_{\text{нд}} = 1$ . Тоді  $A = k_{\text{нд}} P_2 = 0,1$ . Для розв'язання рівняння (3.31) скористаємося методом Ньютона

$$x_{0(i+1)} = x_{0(i)} - \frac{\varphi(x_{0(i)})}{\varphi'(x_{0(i)})}.$$

$$\begin{aligned} \varphi(x_0) &= P_1 \int_{x_0}^{\infty} f(x_0/D_1) dx - A = P_1 \left[ 1 - \int_{-\infty}^{x_0} f(x_0/D_1) dx \right] - A = P_1 [1 - F(x_0/D_1)] - A, \\ \varphi'(x_0) &= -P_1 f(x_0/D_1). \end{aligned}$$

Перше наближення

$$x_{0(1)} = \frac{\bar{x}_1 + \bar{x}_2}{2} = \frac{5 + 12}{2} = 8,5.$$

Після підставлення вихідних даних та даних табл. Д.1 отримаємо

$$\begin{aligned} \varphi(x_{0(1)}) &= 0,91 - F \left[ 1 - F \left( \frac{8,5 - 5}{2} \right) \right] - 0,1 = 0,9 [1 - F(1,75)] - 0,1 = \\ &= 0,9(1 - 0,9594) - 0,1 = -0,0635; \end{aligned}$$

$$\varphi'(x_0) = 0,9 \frac{1}{2\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(8,5-5)^2}{8}} = -0,0388.$$

Наступне наближення

$$x_{0(2)} = x_{0(1)} - \frac{\varphi(x_{0(1)})}{\varphi'(x_{0(1)})} = 8,5 - \frac{-0,0635}{-0,03988} = 6,86.$$

Після декількох ітерацій отримали граничне значення параметра  $x_{0(5)} = 5,43$ .

*Метод найбільшої правдоподібності.*

Граничне значення  $x_0$  знаходимо з умови

$$f(x_0/D_1)/f(x_0/D_2)=1.$$

Після підставлення вихідних даних та логарифмування останнього рівняння отримаємо

$$-\frac{(x_0-5)^2}{8} + \frac{(x_0-12)^2}{18} = \ln\left(1 \frac{2}{3}\right), \text{ або } 5x_0^2 + 6x_0 - 351 + 72 \ln(2/3) = 0,$$

додатнім коренем якого є  $x_0 = 8,14$ .

Для кожного з граничних значень, отриманих різними методами, розраховуємо ймовірності хибної тривоги

$$P(H_{21}) = P_1 \int_{x_0}^{\infty} f(x/D_1) dx = P_1(1 - F(x_0/D_1)),$$

і пропуску дефекту

$$P(H_{12}) = P_2 \int_{-\infty}^{x_0} f(x/D_2) dx = P_2 F(x_0/D_2),$$

а також величину ризику

$$R = C_{21}P(H_{21}) + C_{12}P(H_{12}).$$

Наприклад, для методу найбільшої правдоподібності

$$P(H_{21}) = 0,9 \left( 1 - F\left(\frac{8,14-5}{2}\right) \right) = 0,9(1 - F(1,57)) = 0,9(1 - 0,9418) = 0,0524;$$

$$P(H_{12}) = 0,1 F\left(\frac{8,14-12}{3}\right) = 0,1 F(-1,29) = 0,1(1 - F(1,29)) = 0,1(1 - 0,9015) = 0,0098;$$

$$R = 10,0524 + 200,0098 = 0,248.$$

Результати розрахунку наведено у табл. 3.6.

Таблиця 3.6 – Результати розрахунку

Метод		$x_0$	$P(H_{21})$	$P(H_{12})$	$R$
Мінімального ризику		7,46	0,0984	0,0065	0,229
Мінімальної кількості похибок		9,79	0,0074	0,0229	0,467
Найбільшої правдоподібності		8,14	0,0524	0,0098	0,248
Мінімаксу	$C_{12}/C_{21} = 20$	5,71	0,3235	0,0018	0,360
	$C_{12}/C_{21} = 1$	7,80	0,0727	0,0081	0,234
Неймана–Пірсона		7,44	0,1000	0,0064	0,230

Найбільший ризик при прийнятті рішень отримують при використанні методів мінімальної кількості похибок та мінімаксу з нерівнозначною оцінкою хибної тривоги і пропуску дефекту. Для інших методів величина середнього ризику приблизно однакова і становить 0,23 ... 0,25. Граничне значення  $x_0 = 5,71$ ,

отримане за методом мінімаксу, для  $C_{12}/C_{21}=20$ , передбачає зняття з експлуатації великої кількості справних насосів, оскільки витікає з найгіршої ймовірності несправного стану  $P_2^* = 0,39$ . Найменшу ймовірність пропуску дефекту отримуємо при використанні методів Неймана–Пірсона і мінімального ризику, що відповідають граничному стану  $x_0 = 7,44 \dots 7,46$ .

### 3.6. Статистичні рішення за наявності зони невизначеності

*Правило прийняття рішення при наявності зони невизначеності.* У деяких випадках, коли потрібна висока надійність розпізнавання (велика вартість похибок пропуску мети і хибної тривоги), доцільно ввести зону невизначеності (зону відмови від розпізнавання). Правило прийняття рішення буде таким, рис. 3.3:

$$\text{при } x \leq x_a, x \in D_1; \text{ при } x \geq x_b, x \in D_2; \text{ при } x_a < x < x_b \quad (3.39)$$

відмова від розпізнавання.

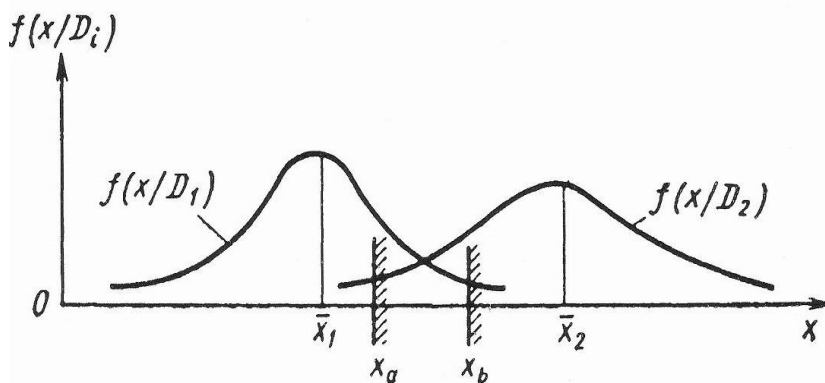


Рисунок 3.3 – Статистичні розв'язання при наявності зони невизначеності

Зрозуміло, що відмова від розпізнавання є небажаною подією. Це свідчить, що наявної інформації недостатньо для прийняття рішення та потрібні додаткові відомості.

*Визначення середнього ризику.* Величина середнього ризику при наявності зони відмови від розпізнавання може бути виражена такою рівністю:

$$\begin{aligned} R = & C_{11}P_1 \int_{-\infty}^{x_a} f(x/D_1)dx + C_{21}P_1 \int_{x_b}^{\infty} f(x/D_1)dx + \\ & + C_{12}P_2 \int_{-\infty}^{x_a} f(x/D_2)dx + C_{22}P_2 \int_{x_b}^{\infty} f(x/D_2)dx + \\ & + C_0 \int_{x_a}^{x_b} [P_1 f(x/D_1) + P_2 f(x/D_2)]dx, \end{aligned} \quad (3.40)$$

де  $C_0$  – ціна відмови від розпізнання.

Зазначимо, що  $C_0 > 0$ , інакше задача втрачає смисл (“винагорода” за відмову розпізнання). Точно так при  $C_{11} \leq 0$ ,  $C_{22} \leq 0$ , оскільки правильні рішення не повинні “штрафуватися”.

*Метод мінімального ризику при наявності зони невизначеності.* Визначимо границі області прийняття рішень, виходячи з мінімуму мінімального ризику. Диференціюємо (3.40) за  $x_a$  і  $x_b$  та прирівнюючи до нуля, знайдемо

$$\frac{\partial R}{\partial x_a} = C_{11}P_1f(x_a/D_1) + C_{12}P_2f(x_a/D_2) + C_0[P_1f(x_a/D_1) + P_2f(x_a/D_2)]; \quad (3.41)$$

$$\frac{\partial R}{\partial x_b} = -C_{21}P_1f(x_b/D_1) - C_{22}P_2f(x_b/D_2) + C_0[P_1f(x_b/D_1) + P_2f(x_b/D_2)]. \quad (3.42)$$

З рівнянь (3.41) і (3.42) отримуємо

$$\frac{f(x_a/D_1)}{f(x_a/D_2)} = \frac{P_2(C_{12} - C_0)}{P_1(C_0 - C_{11})}; \quad (3.43)$$

$$\frac{f(x_b/D_1)}{f(x_b/D_2)} = \frac{P_2(C_0 - C_{22})}{P_1(C_{21} - C_0)}. \quad (3.44)$$

Рівності (3.43) і (3.44), що виражають необхідні умови екстремуму, можуть існувати, якщо їх праві частини додатні. Для цього необхідно, щоб

$$C_{12} > C_0; \quad C_{21} > C_0, \quad (3.45)$$

тобто вартість похибок повинна бути більшою за вартість відмови від розпізнання. Якщо не заохочувати правильні рішення ( $C_{11} = 0, C_{22} = 0$ ) і не платити за відмову від розпізнання ( $C_0 = 0$ ), то область невизначеності буде займати усю область зміни параметра.

Для існування мінімуму функції двох змінних  $R(x_a, x_b)$  повинно бути

$$\frac{\partial^2 R}{\partial x_a^2} \frac{\partial^2 R}{\partial x_b^2} - \left( \frac{\partial^2 R}{\partial x_a \partial x_b} \right)^2 > 0. \quad (3.46)$$

Внаслідок рівності нулю змішаної похідної умови мінімуму мають вигляд:

$$\frac{f'(x_a/D_1)}{f'(x_a/D_2)} < \frac{P_2(C_{12} - C_0)}{P_1(C_0 - C_{11})}, \quad (3.47)$$

$$\frac{f'(x_b/D_1)}{f'(x_b/D_2)} < \frac{P_2(C_0 - C_{22})}{P_1(C_{21} - C_0)}. \quad (3.48)$$

Можна показати, що для “одногогорбих” розподілень при умові

$$\bar{x}_1 < x_a < x_b < \bar{x}_2 \quad (3.49)$$



умови (3.47) та (3.48) виконуються і співвідношення (3.43) та (3.44) дають значення  $x_a$  і  $x_b$ , що відповідають мінімуму ризику.

*Метод Неймана-Пірсона при наявності зони невизначеності.* Узагальнення методу полягає в тому, що  $x_a$  і  $x_b$ , які відповідають мінімуму, визначають з умов:

$$P_1 \int_{x_b}^{\infty} f(x/D_1) dx = A; \quad P_2 \int_{-\infty}^{x_a} f(x/D_2) dx = B, \quad (3.50)$$

де  $A$  і  $B$  – ймовірності хибної тривоги і пропуску дефекту відповідно.

Наявність зони невизначеності дозволяє забезпечити задані рівні похибок за рахунок відмови від розпізнавання у “сумнівних” випадках. Правило прийняття рішення (3.39) може бути виражено через відношення правдоподібності:

$$\begin{aligned} \text{при } \frac{f(x/D_1)}{f(x/D_2)} &< \frac{P_2(C_{12} - C_0)}{P_1(C_0 - C_{11})} & x \in D_1; \\ \text{при } \frac{f(x/D_1)}{f(x/D_2)} &> \frac{P_2(C_0 - C_{22})}{P_1(C_{21} - C_0)} & x \in D_2; \\ \text{при } \frac{P_2(C_{12} - C_0)}{P_1(C_0 - C_{11})} &< \frac{f(x/D_1)}{f(x/D_2)} < \frac{P_{22}(C_0 - C_{22})}{P_1(C_{21} - C_0)} & \text{— відмова від розпізнавання.} \end{aligned} \quad (3.51)$$

Розглянемо випадок, коли параметр  $x$  розподілений за нормальним законом при діагнозах  $D_1$  (справний стан) та  $D_2$  (несправний стан), причому середньоквадратичне відхилення в обох випадках однакове.

Щільності розподілень

$$f(x/D_1) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x}_1)^2}{2\sigma^2}}; \quad f(x/D_2) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x}_2)^2}{2\sigma^2}}.$$

Внаслідок співвідношень (3.43) і (3.44) будемо мати

$$\begin{aligned} \ln \frac{f(x_a/D_1)}{f(x_a/D_2)} &= -\frac{1}{2\sigma^2} [2x_a(\bar{x}_2 - \bar{x}_1) + \bar{x}_1^2 - \bar{x}_2^2] = \ln \frac{P_2}{P_1} + \ln \frac{(C_{12} - C_0)}{(C_0 - C_{11})}; \\ \ln \frac{f(x_b/D_1)}{f(x_b/D_2)} &= -\frac{1}{2\sigma^2} [2x_b(\bar{x}_2 - \bar{x}_1) + \bar{x}_1^2 - \bar{x}_2^2] = \ln \frac{P_2}{P_1} + \ln \frac{(C_0 - C_{22})}{(C_{21} - C_0)}. \end{aligned}$$

З останніх рівнянь знаходимо

$$\begin{aligned} x_a &= \frac{1}{2}(\bar{x}_1 + \bar{x}_2) - \frac{\sigma^2}{\bar{x}_2 - \bar{x}_1} \left[ \ln \frac{P_2}{P_1} + \ln \frac{(C_{12} - C_0)}{(C_0 - C_{11})} \right]; \\ x_b &= \frac{1}{2}(\bar{x}_1 + \bar{x}_2) - \frac{\sigma^2}{\bar{x}_2 - \bar{x}_1} \left[ \ln \frac{P_2}{P_1} + \ln \frac{(C_0 - C_{22})}{(C_{21} - C_0)} \right]. \end{aligned}$$

При  $C_{11} = C_{22} = 0$  і  $C_0 \rightarrow 0$  отримаємо  $x_a \rightarrow -\infty$ ,  $x_b \rightarrow \infty$ , тобто зона невизначеності займає усю область зміни параметра.

*Статистичні рішення для декількох станів.* Вище були розглянуті випадки, коли статистичні рішення приймалися для розрізнення двох станів (дихотомія). Принципово така процедура дозволяє провести розділення на  $n$  станів, кожного разу об'єднуючи результати для двох станів  $D_i$  і  $\bar{D}_i$ , де під  $\bar{D}_i$  розуміють будь-який стан, який відповідає умові “не  $D_i$ ”. Однак у деяких випадках важливо розглянути пряму задачу – статистичні рішення для класифікації  $n$  станів. Розглянемо системи з діагностичним параметром  $x$ . Спочатку зупинимося на випадку, коли проводиться розділення на три стани (рис. 3.4). Правило прийняття рішення полягає у такому:

$$\text{при } -\infty < x < x_1, x \in D_1; \text{ при } x_1 < x < x_2, x \in D_2; \text{ при } x_2 < x < \infty, x \in D_3. \quad (3.52)$$

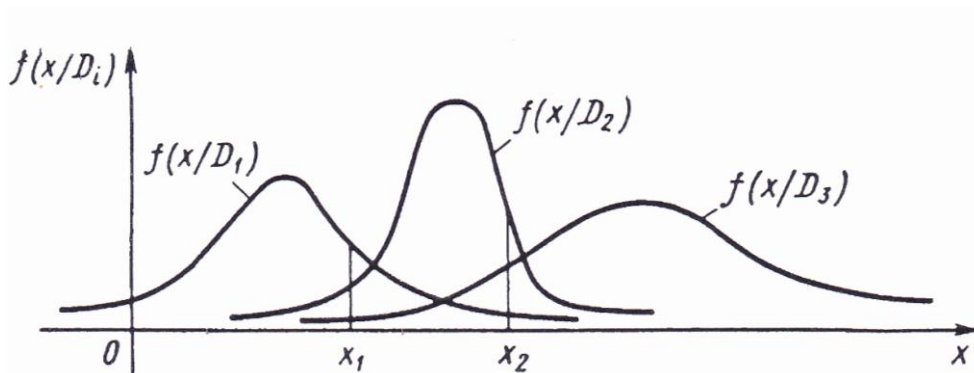


Рисунок 3.4 – Метод статистичних рішень для трьох станів

Середній ризик

$$\begin{aligned} R = & C_{11}P_1 \int_{-\infty}^{x_1} f(x/D_1)dx + C_{12}P_2 \int_{-\infty}^{x_1} f(x/D_2)dx + C_{13}P_3 \int_{-\infty}^{x_1} f(x/D_3)dx + \\ & + C_{21}P_1 \int_{x_1}^{x_2} f(x/D_1)dx + C_{22}P_2 \int_{x_1}^{x_2} f(x/D_2)dx + C_{23}P_2 \int_{x_1}^{x_2} f(x/D_3)dx + \\ & + C_{31}P_1 \int_{x_2}^{\infty} f(x/D_1)dx + C_{32}P_2 \int_{x_2}^{\infty} f(x/D_2)dx + C_{33}P_3 \int_{x_2}^{\infty} f(x/D_3)dx. \end{aligned} \quad (3.53)$$

Величини  $C_{ij}$  ( $i, j = 1, 2, 3$ ) є елементами “платіжної матриці”. Індекс  $i$  відповідає гіпотезі, яка приймається про стан об’єкта, індекс  $j$  – дійсному стану. Наприклад,  $C_{12}$  виражає вартість штрафу у випадку, коли за прийнятим правилом вважається стан  $D_1$ , а в дійсності привід знаходиться у стані  $D_2$ . Величини  $C_{ii} < 0$ , оскільки вони є заохоченнями за правильні рішення. Три перші складники рівняння (3.53) належать до області першого стану і так далі.

Розглянемо метод мінімального ризику. У цьому випадку граничні значення  $x_1$  і  $x_2$  визначаються з умови мінімуму  $R$ . Необхідні умови мінімуму (екстремуму)

$$\frac{\partial R}{\partial x_1} = 0; \quad \frac{\partial R}{\partial x_2} = 0 \quad (3.54)$$

приводять до таких рівностей:

$$(C_{11} - C_{21})P_1f(x_1/D_1) + (C_{12} - C_{22})P_2f(x_1/D_2) + (C_{13} - C_{23})P_3f(x_1/D_3) = 0; \quad (3.55)$$

$$(C_{21} - C_{31})P_1f(x_2/D_1) + (C_{22} - C_{32})P_2f(x_2/D_2) + (C_{23} - C_{33})P_3f(x_2/D_3) = 0. \quad (3.56)$$

З рівняння (3.55) знаходимо значення  $x_1$ , з рівняння (3.56) –  $x_2$ . Для знаходження коренів може бути використаний метод Ньютона.

Для того щоб значення  $x_1$  і  $x_2$ , які задовольняють рівняння (3.55) і (3.56), відповідали мінімуму, необхідно та достатньо виконання таких вимог:

$$\frac{\partial^2 R}{\partial x_1^2} > 0; \quad \frac{\partial^2 R}{\partial x_2^2} > 0, \quad (3.57)$$

що дає

$$(C_{11} - C_{21})P_1f'(x_1/D_1) + (C_{12} - C_{22})P_2f'(x_1/D_2) + (C_{13} - C_{23})P_3f'(x_1/D_3) > 0; \quad (3.58)$$

$$(C_{21} - C_{31})P_1f'(x_2/D_1) + (C_{22} - C_{32})P_2f'(x_2/D_2) + (C_{23} - C_{33})P_3f'(x_2/D_3) > 0. \quad (3.59)$$

Якщо розподілення  $f(x/D_1)$ ,  $f(x/D_2)$  та  $f(x/D_3)$  є одномодальними (“одногорбими”), то останні умови виконуються при

$$\bar{x}_1 < x_1 < \bar{x}_2; \quad \bar{x}_2 < x_2 < \bar{x}_3, \quad (3.60)$$

де  $\bar{x}_1$ ,  $\bar{x}_2$ ,  $\bar{x}_3$  – середні значення відповідних розподілень.

### Запитання для самоконтролю

1. Які ви знаєте статистичні методи розпізнавання технічного стану гідроприводів?
2. У чому сутність методу Байєса?
3. Запустить формулу Байєса. Дайте характеристику складових, які входять до формули Байєса.
4. Який порядок оцінки технічного стану гідроприводу методом Байєса?
5. Дайте характеристику методу послідовного аналізу.
6. Яка загальна процедура визначення технічного стану гідроприводу методом послідовного аналізу?
7. Перерахуйте методи статистичних рішень.

8. Яка загальна постановка визначення технічного стану гідроприводу методом статистичних рішень?
9. Сутність методу мінімального ризику.
10. Який порядок визначення технічного стану гідроприводу методом мінімальної кількості хибних рішень?
11. Сутність методу мінімаксу.
12. Який порядок розрахунку оцінок технічного стану гідроприводу методом Неймана–Пірсона?
13. Запишіть правило прийняття рішення про технічний стан гідроприводу за методом найбільшої правдоподібності.
14. Як проводять вибір ознак для діагностування технічного стану гідроприводів методом Байєса?
15. Який вигляд діагностичної матриці Байєса?
16. Як проводять вибір граничних значень діагностичних параметрів гідроприводів, які проводяться методами статистичних рішень?
17. Як оцінюють ризик при прийнятті рішення про технічний стан гідроприводу?
18. Сформулюйте правило прийняття рішення при наявності області невизначеності.
19. Яка сутність методу мінімального ризику при наявності області невизначеності?
20. Який середній ризик статистичних рішень для трьох станів?

## ГЛАВА 4

### СИСТЕМИ ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРОПРИВОДІВ

#### 4.1. Задачі вбудованих систем діагностування гідроприводів

Засоби діагностування гідроприводів поділяються на зовнішні, переносні та вбудовані. Вбудовані засоби технічного діагностування – засоби діагностування, які виконані в спільній конструкції з об’єктом діагностування. Система технічного діагностування – сукупність засобів та об’єктів діагностування, і при необхідності виконавців, яка підготовлена до діагностування або яка здійснює його за правилами, встановленими відповідною документацією. Особливої актуальності проблема діагностування гідроприводів набуває для “гідронасичених” об’єктів, у яких більшість систем керування та технологічних систем містять гідравлічний привід. Як приклад таких об’єктів можна навести кар’єрні автомобілі-самоскиди, особливо великої вантажопідйомності (до 180 т), які оснащено гідроприводом рульового керування, гальмівною системою, механізмом підйому вантажної платформи, ряду допоміжних систем. Інший приклад – гідравлічна система сучасного літака, гальмівну систему якої наведено на рис. 4.1.

Особливості режимів роботи цих об’єктів, умови експлуатації, значні габарити, важка доступність до систем та агрегатів обумовлює особливі вимоги до надійної і безвідмовної роботи гідроприводу. Простої з причин відмов або затрат часу на пошуки та виявлення несправностей призводять до значних економічних втрат. Крім того, через відмову систем керування та несвоєчасного попередження про порушення режимів їх функціонування можуть виникнути ситуації, які негативно впливають на довкілля, та призвести до тяжкого травмування і навіть загибелі людей.

Конкурентоспроможність, підвищення надійності та зниження ймовірності відмов гідроприводів, особливо приводів літаків і мобільних машин, потребують збільшення потоку індивідуальної інформації про їх технічний стан у процесі експлуатації. Для раціонального оцінювання технічного стану гідроприводу, який діагностується, необхідно мати достатньо велику кількість інформації, що повинна бути оброблена за дуже малий проміжок часу. З метою попередження відмов та аварій, скорочення часу і витрат, пов’язаних з виявленням несправностей, виникає необхідність проектування та експлуатації вбудованих засобів діагностування гідрофікованих машин і обладнання.

Першим кроком на шляху отримання індивідуальної інформації про стан гідроприводу, який діагностується, можна вважати використання комбінації

приладів, які зв'язані з встановленими у приводі датчиками або бортовими системами контролю для мобільних машин. Під бортовою системою контролю зазвичай розуміють вбудовані у конструкцію мобільної машини пристрої для автоматичного (зазвичай за знаходженням у межах допуску) контролю параметрів її руху та функціонування вузлів і агрегатів.

Бортові системи контролю дозволяють своєчасно інформувати оператора (водія) про виникнення у гідроприводі несправностей або відмови за допомогою індикаторів, які змонтовані в кабіні або на пульті керування. Виведення інформації на індикатори від датчиків здійснюється у автоматичному або ручному режимі. По суті, простішою бортовою системою контролю є стандартний комплекс пристроїв, об'єднаних у панель приладів. Однак традиційні бортові системи контролю і панелі приладів дають лише загальну інформацію про функціонування гідроприводу, яка суб'єктивно оцінюється оператором. За показниками панелі приладів ускладнено коректування режиму роботи, який би враховував фактичний технічний стан та можливість встановлення необхідного технічного обслуговування або ремонту. Розв'язання цих задач залишається практично суб'єктивним та значною мірою залежним від кваліфікації водія або механіка. Крім того, для отримання достатньої кількості інформації про технічний стан гідросистем, наприклад описаних вище кар'єрних автомобілів або гірськопрохідних комбайнів, потрібно 40 ... 50 контрольних точок. При такій кількості параметрів, які контролюються, застосування традиційних вбудованих засобів контролю і діагностування приводить до інформаційного перевантаження оператора, затрудняє сприйняття інформації, що знижує його функціональні можливості керування об'єктом або технологічним процесом.

Розв'язати цю проблему можна за допомогою вбудованих датчиків і контрольних точок зі штуцерними роз'єднаннями, які передбачають наявність у приводі, який діагностується, вбудованих датчиків, які приєднані до спеціального уніфікованого роз'єднання, до якого може бути приєднана реєструвальна або записувальна апаратура. Такі системи можна використовувати, наприклад, для діагностування гідроприводів технологічного обладнання у виробничих приміщеннях. Діагностування мобільних машин таким чином буде ефективним лише при наявності широкої мережі спеціально обладнаних пунктів технічного обслуговування.

Наступним етапом у вдосконаленні вбудованих засобів діагностування гідроприводів є застосування електронних систем контролю, які дозволяють більш компактно організувати виведення інформації та реалізувати простіші логічні операції для оцінювання технічного стану гідроприводу і його агрегатів.

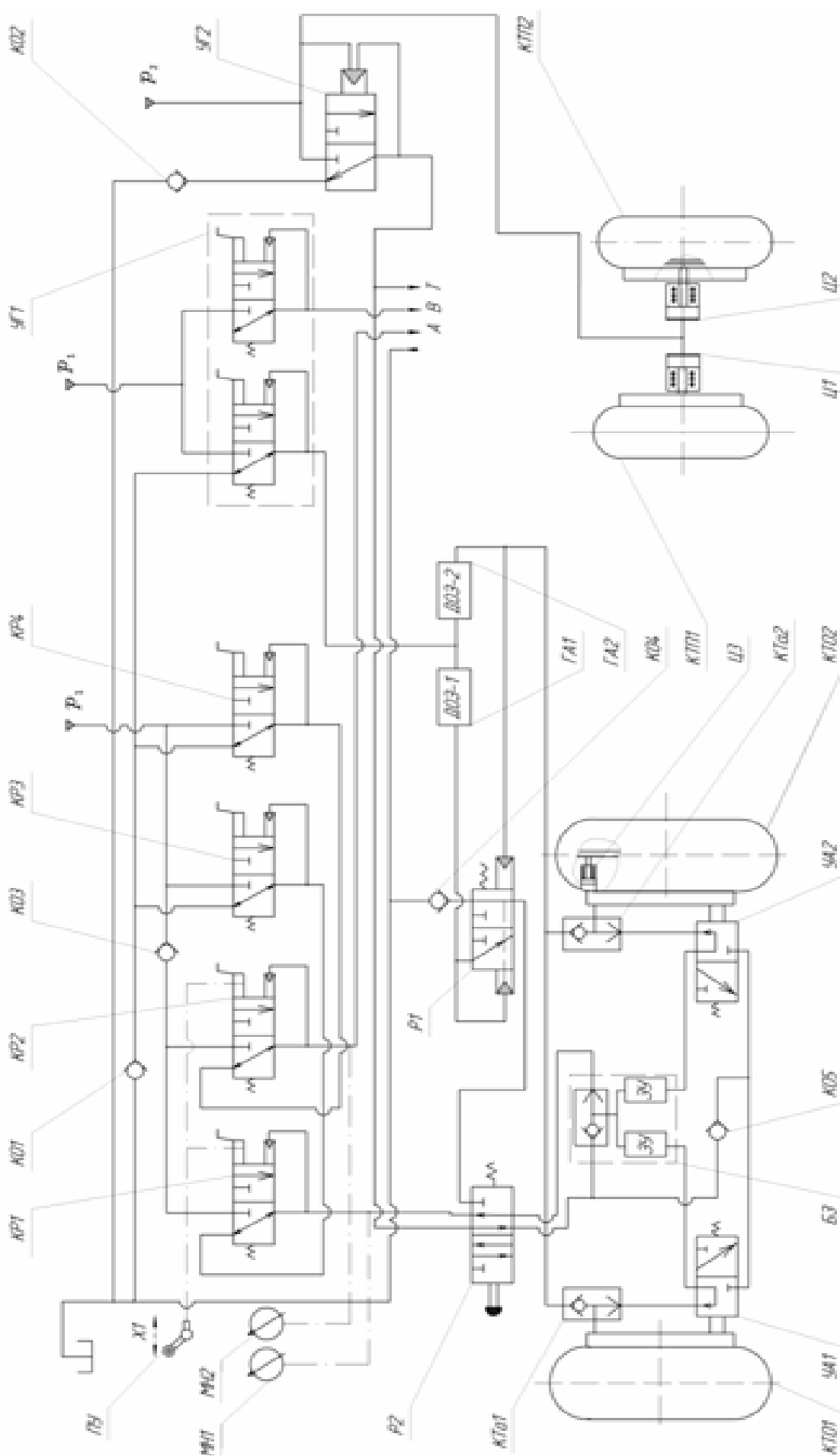


Рисунок 4.1 – Гідрравлічна схема гальмівної системи літака: МН – манометр; КР – редукційний клапан; ПУ – педаль вві-  
мкнення гальм; КО – зворотний клапан; УГ1, УГ2 – редукційні клапани; ГА – дозатор; КТП і КТО – колесо гальмівне перед-  
ньої та основної опори відповідно; Ц – гідроциліндр; Р1 – гідророзподільник; Р2 – кран блокувальний; УА – антиюзвий авто-  
мат; КТа – човниковий клапан; БЗ – блок захисту

Такі системи дозволяють здійснити виведення інформації від декількох датчиків на один індикатор, відмова від застосування стрілочних, а використання аналогових світлових індикаторів, застосування панелей з піктограмами для встановлення місця несправності.

Використання для обробки інформації універсальних мікропроцесорів замість спеціалізованих логічних схем з незмінним алгоритмом дає системам діагностування принципово нові можливості. Мікропроцесорні системи дозволяють не тільки значно збільшити кількість інформації, яка надходить у систему діагностування, а й одночасно значно пришвидшити її обробку. Алгоритм обробки інформації задається шляхом його попереднього програмування. У склад такої системи контролю входять вбудовані датчики, аналого-цифрові перетворювачі, засоби відображення інформації, засоби попередження, блоки пам'яті, мікропроцесор, стабілізовані блоки живлення тощо.

У загальному випадку мікропроцесорна система може виконувати такі функції:

- вимірювання, розрахунок та відображення оперативної інформації;
- вимірювання, розрахунок та відображення інформації, яка прогнозується, і видача рекомендацій;
- сигналізація (оптична, акустична, мовна) і попередження оператора;
- керування системами і агрегатами гідроприводу, режимом його роботи;
- діагностування і самодіагностування.

Розвиток електронних засобів контролю та керування дозволив наблизити функціональні можливості засобів вбудованого діагностування до стаціонарних або переносних. Таким чином, використання вбудованих засобів діагностування на базі мікропроцесорів є ефективним. Такі системи при високому ступені надійності та довговічності дозволяють значно скоротити кількість вбудованих датчиків.

Вбудована система діагностування – є автономним комплексом для автоматичної перевірки ступеня працездатності та справності агрегатів і гідроприводу у цілому, яка дозволяє, в обмежених межах, локалізувати деякі несправності за результатами контролю діагностичних та функціональних параметрів в експлуатаційних або спеціальних тестових режимах, причому результати можуть бути передані оператору або накопичуватися для наступної обробки. Вона виявляє несправний елемент гідроприводу, вказує шляхи усунування несправностей та попереджує про наближення до аварійного стану. Вбудовані системи діагностування скорочують час знаходження і локалізації несправностей елементів гідроприводу, забезпечують значне зменшення витрат на технічне обслугову-



вання і ремонт за рахунок виключення значної частини раптових відмов та участі оператора в усуненні дрібних несправностей, підвищення безпеки експлуатації об'єкта діагностування.

Узагальнена структурна схема мікропроцесорної вбудованої системи діагностування, рис. 4.2, містить такі функціональні блоки: первинних перетворювачів; нормалізації сигналів; бортовий мікропроцесор; керування та засоби відображення інформації. Як основну вхідну інформацію можуть бути використані аналогові і дискретні сигнали параметрів тиску, витрати, ступеня очищення і рівня робочої рідини, температура корпусних деталей насосів, частоти обертання вала двигуна (насосів), деякі допоміжні сигнали з низьковольтного електроустаткування тощо.

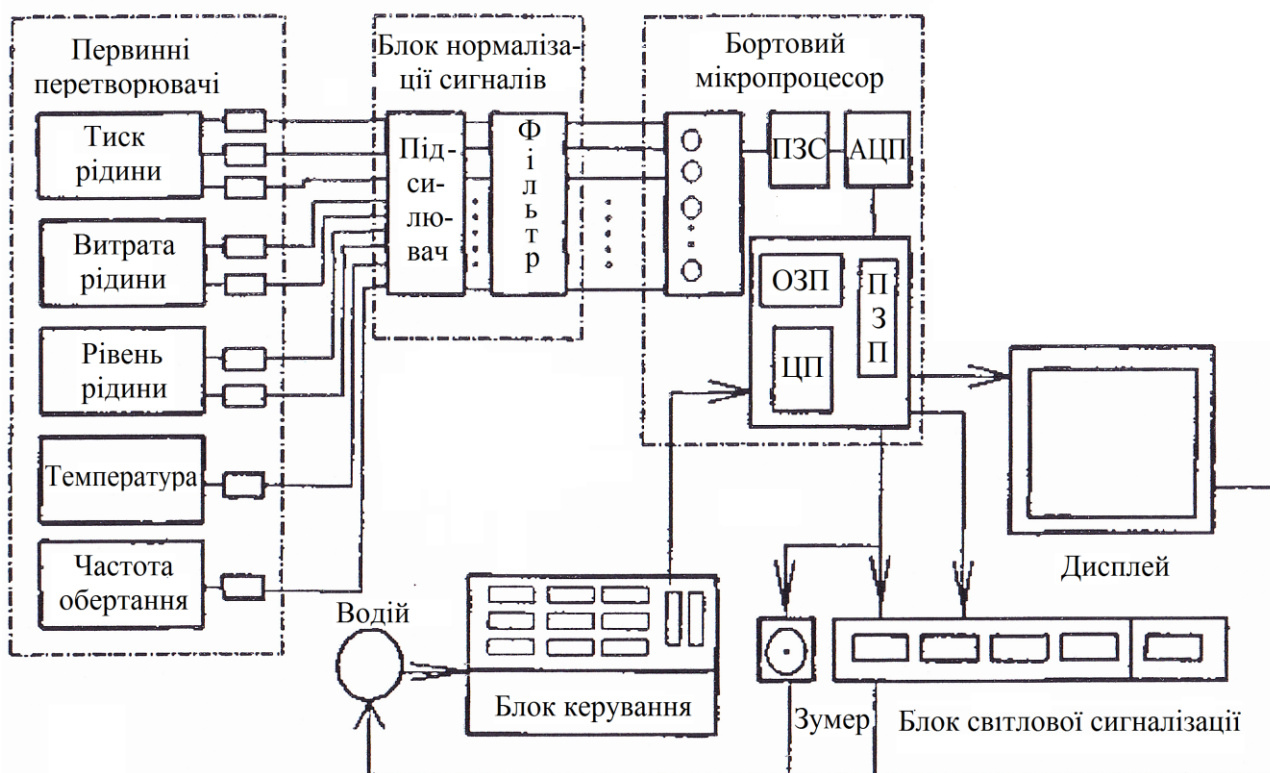


Рисунок 4.2 – Структурна схема вбудованої системи діагностування гідроприводів: АЦП – аналогово-цифровий перетворювач; ПЗС – пристрій стеження – запам'ятовування; ОЗП – оперативно запам'ятовувальний пристрій; ПЗП – постійний запам'ятовувальний пристрій; ЦП – центральний процесор

Вбудована система діагностування гідроприводів повинна виконувати такі функції:

- пошук несправностей або їх причин з одночасною видачею рекомендацій для їх усунення та подальших дій;

- перевірка ступеня працездатності окремих підсистем об'єкта діагностування у діалоговому режимі;
- керування системами, які діагностуються, у випадках виникнення аварійних та передаварійних ситуацій;
- прогнозування ресурсу окремих агрегатів.

Зазначимо, що доцільність оснащення вбудованою системою діагностування гідроприводів визначається типом мобільної машини або технологічного обладнання, режимом їх експлуатації, складністю гідроприводів, які діагностуються, відповідальністю та вартістю операцій, що виконуються.

#### **4.2. Структурно-функціональна схема мікропроцесорної вбудованої системи діагностування гідроприводів**

Мікропроцесорна вбудована система діагностування гідроприводів, структурно-функціональну схему якої зображено на рис. 4.3, містить датчики 1, які встановлені у підсистемах 2 об'єкта діагностування, блок обробки інформації, який зв'язаний з датчиками через блок керування, командний пульт та засоби відображення інформації.

Блок обробки інформації містить:

- пристрій контролю за допуском з програмою контролю та бібліотекою аварійно-попереджувального повідомлення;
- пристрій пошуку і локалізації несправних елементів гідроприводів з програмою пошуку несправностей та бібліотекою несправностей;
- пристрій групування й індикації значень параметрів, які контролюються, з програмою вибірки та бібліотекою тестових повідомлень.

До засобів відображення інформації належать алфавітно-цифровий дисплей, світлова та звукова аварійно-попереджувальна сигналізація. Дисплей і клавіатура системи діагностування є допоміжними пристроями, до яких звертається оператор у разі необхідності (попередній контроль, пошук несправного блока тощо). Пульт керування системи діагностування гідроприводів мобільних машин повинен містити 10 ... 12 клавіш, кожна з яких повинна мати фіксоване функціональне призначення. Наприклад при натисненні на неї на дисплей виводяться значення параметрів гідросистеми, які контролюються.

У процесі контролю за допуском при виході значення параметра за встановлені межі, програма звертається до бібліотеки аварійно-попереджувальних повідомлень і через блок керування підключає засоби відображення інформації: світлову сигналізацію, яка може дублюватися звуковим сигналом. Кількість світлових сигналізаторів відповідає кількості систем, які контролюються.

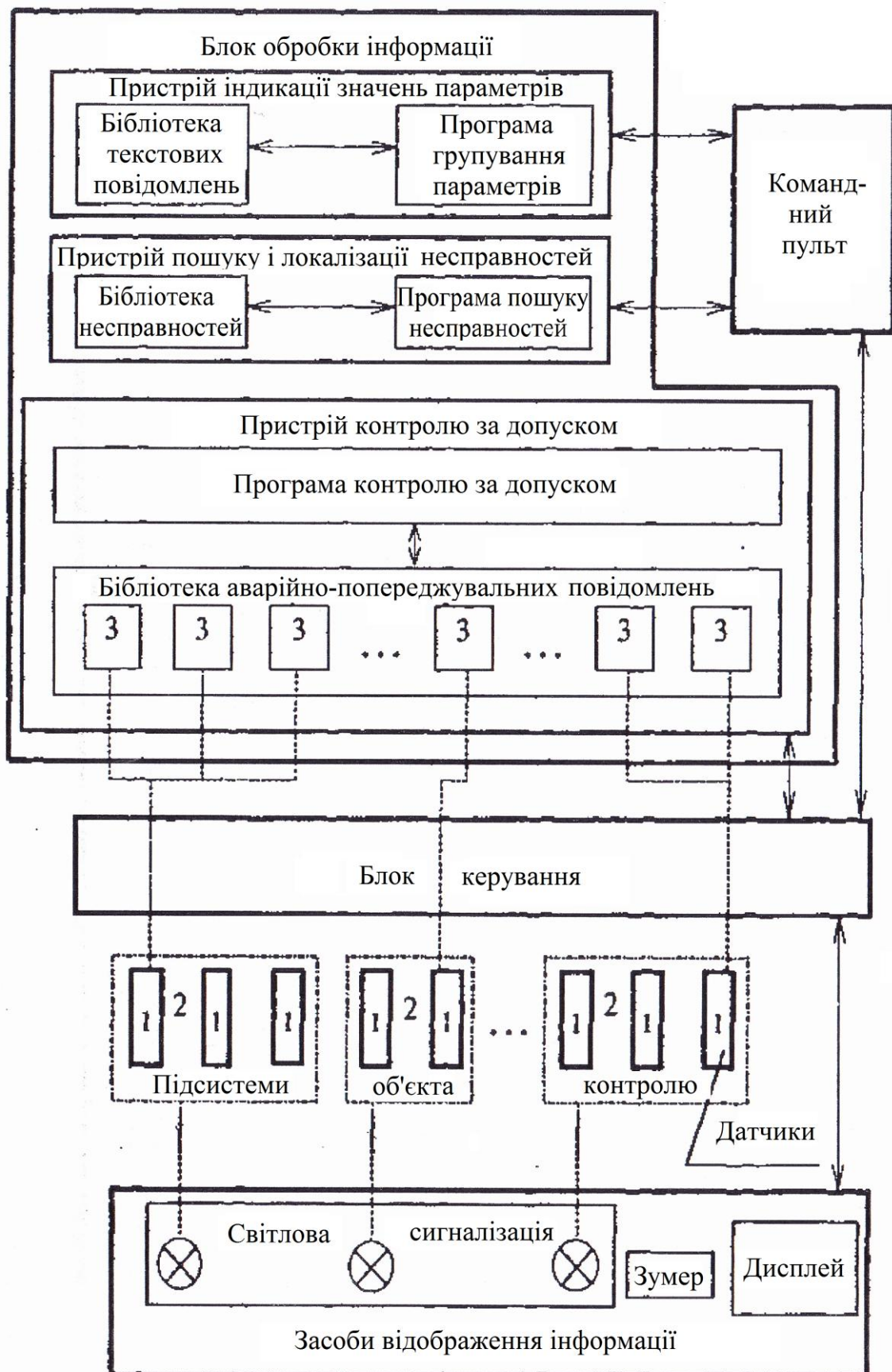


Рисунок 4.3 – Структурно-функціональна схема вбудованої системи діагностування гідроприводів

Повідомлення конкретизується у текстовій формі на алфавітно-цифровому дисплеї. Аварійно-попереджувальна сигналізація відключається під час циклу роботи програми контролю за допусками, якщо значення усіх параметрів, які контролюються, знаходяться у межах цього допуску.

Пристрій пошуку і локалізації несправностей встановлює причини відхилення значень параметрів, які контролюються, за встановлені межі. Після завершення роботи програми пошуку несправностей, якщо кнопки пульта керування вимкнені, блок керування автоматично включає пристрій контролю за допуском. Пристрій групування та індикації значень параметрів, які контролюються, включається через блок керування натисненням відповідної кнопки на пульті. Програма здійснює вибірку групи датчиків з яких інформація буде надходити на дисплей.

Слід зазначити, що для підвищення надійності гідравлічних приводів машин широко використовуються різні методи резервування [19], невід'ємною складовою яких є системи вбудованого контролю. В деяких випадках у функції пристроїв вбудованого контролю гідроприводів входить зміна їх структури. Структура системи вбудованого контролю суттєво залежить від рівня і методу резервування гідравлічного приводу. Рівень резервування приводу (кількість резервних каналів, блоків, елементів) визначаються вимогами до його надійності та кількістю відмов, які допускаються. Метод резервування показує яким чином (змінюючи структуру або іншим способом) досягається збереження працездатності резервованого приводу при наявності відмов різних видів.

Залежно від того, що саме у гідравлічному приводі резервується, розрізняють поелементне, поблочне, поканалъне та змішане резервування. Вид резервування визначається на підставі кількісного аналізу надійності елементів, які входять до складу гідроприводу. Зазначимо, що в сучасних гідроприводах найбільшого поширення набув поканалъний спосіб резервування, а кількість каналів визначається вимогами до надійності приводу.

У загальному випадку система вбудованого контролю багатоканалъного гідроприводу містить датчик параметра, який контролюється, індикатор відмови, виконавчі механізми, логічні пристрої та систему сигналізації. В таких системах усунування відмови (несправності) реалізується відключенням каналу, що відмовив, або його заміщенням справним каналом, який знаходився у резерві. Контроль стану резервованого багатоканалъного гідроприводу найбільш доцільно здійснювати за його вихідним параметром (переміщення штока виконавчого механізму), що дозволяє розширити діапазон видів відмов, які контролюються. Слід зазначити, що зниження рівня резервування гідроприводу може бу-

ти досягнуто тільки завдяки реалізації принципу самоконтролю окремих каналів резервного гідроприводу.

#### 4.3. Визначення повноти контролю та глибини пошуку відмови

Основними характеристиками системи діагностування є достовірність, повнота контролю та глибина пошуку відмов, яку ця система забезпечує. *Достовірність контролю* – показник ступеня об’єктивності відображення результатів контролю дійсного технічного стану об’єкта діагностування (ГОСТ 19919-74).

Достовірність контролю системи гідроприводу визначається згідно з рівнянням

$$D_k = 1 - (P_c P_{нев} + (1 - P_c) P_{хиб}), \quad (4.1)$$

де  $P_c$ ,  $P_{нев}$  і  $P_{хиб}$  – відповідно ймовірності справного стану гідроприводу, невідачі інформації про відмову і хибної інформації про відмову.

Значення ймовірностей  $P_{нев}$  і  $P_{хиб}$  залежить від методичної та інструментальної достовірності контролю і надійності системи або засобів контролю, які використовуються для оцінювання технічного стану гідроприводу. Ймовірності  $P_{нев}$  і  $P_{хиб}$  визначають відповідно до залежностей:

$$P_{нев} = P_{ск} K_{пк} P_{нв} + P_{ск} (1 - K_{пк}) + (1 - P_{ск}) P_{сск}; \quad (4.2)$$

$$P_{хиб} = (1 - P_{ск}) P_{нск} + P_{ск} K_{пк} P_{хв}, \quad (4.3)$$

де  $P_{ск}$ ,  $P_{нв}$  і  $P_{сск}$  – відповідно ймовірності справного стану системи контролю, невиявлення відмови внаслідок похибок вимірювання і відмови системи контролю, при якій вона видає інформацію “справний”, незалежно від стану системи;  $K_{пк}$  – повнота контролю;  $P_{нск}$  і  $P_{хв}$  – відповідно ймовірності відмови системи контролю, при якій вона видає інформацію “несправний”, незалежно від стану системи і хибної відмови системи внаслідок похибок вимірювання.

З рівняння (4.2) видно, що невиявлення відмови у системі, яка діагностується (перший доданок), може бути пов’язано з похибкою вимірювання при справній системі контролю. З іншого боку, невиявлення відмови може відбуватися у результаті недостатнього охоплення системи гідроприводу контролем (другий доданок) або внаслідок відмови системи контролю типу постійно “справний” (третій доданок).

Аналіз рівняння (4.3) показує, що “хибна відмова” можлива внаслідок відмови системи контролю типу “постійно несправний” (перший доданок), а в системі гідроприводу, яка контролюється, – в результаті похибки вимірювання

(другий доданок).

При повному контролі системи гідроприводу та ідеальній системі контролю  $P_{\text{хиб}} = P_{\text{хв}}$  і  $P_{\text{нев}} = P_{\text{нв}}$ .

*Повнота контролю.* Під повнотою контролю (ГОСТ 19919-74) розуміють методичну достовірність контролю технічного стану системи гідроприводу, яка характеризує можливість виявлення відмови у системі при вибраному методі її контролю. Значення повноти контролю  $K_{\text{пк}}$  є умовною ймовірністю виявлення факту відмови в системі гідроприводу, якщо відмова дійсно відбулася:

$$K_{\text{пк}} = \lambda_{\text{кч}} / \lambda_{\text{ок}}, \quad (4.4)$$

де  $\lambda_{\text{ок}}$  і  $\lambda_{\text{кч}}$  – відповідно інтенсивності відмов об'єкта контролю (системи гідроприводу) і його частини, яка контролюється.

Вихідними даними для оцінювання повноти контролю гідроприводу є: функціональна схема та опис роботи системи гідроприводу; перелік параметрів, які контролюються, і впливів (сигналів керування і зовнішніх впливів); перелік видів відмов елементів (агрегатів) гідроприводу та дані про інтенсивності їх виникнення при експлуатації.

Оцінювання повноти контролю складної системи гідроприводу рекомендується проводити у такій послідовності. На першому етапі розроблюється функціонально-логічна модель об'єкта контролю, на основі аналізу якої для параметрів системи гідроприводу, що контролюються, складаються рівняння зв'язку між вхідними і вихідними параметрами блоків, які входять до функціонально-логічної моделі. Потім формалізується таблиця повноти контролю, яка складається з матриці та підсумкової таблиці повноти контролю. За результатами заповнення підсумкового рядка таблиці повноти контролю визначається кількісна оцінка  $K_{\text{пк}}$  повноти контролю системи гідроприводу, яка досліджується.

При цьому функціонально-логічна модель дає можливість виділити конкретні елементи об'єкта контролю, які формують кожний з його вихідних елементів. Функціонально-логічні блоки, з яких складається функціонально-логічна модель, повинні мати тільки один вихідний параметр (один вихід) при будь-якій кількості вхідних параметрів (входів). Кількість та номенклатура входів функціонально-логічних блоків визначається на підставі аналізу функціональної схеми гідроприводу і повинні відповідати кількості та номенклатурі входів, які формують вихід даного функціонально-логічного блока моделі. Зв'язки між елементами функціонально-логічної моделі, перелік параметрів та їх допустимі значення повинні відповідати функціональній схемі гідроприводу. Найбільш

повно цим властивостям відповідає функціональна схема гідроприводу з розщепленими параметрами (див. 1.6.2). У цьому випадку параметрами розчеплення повинні бути тільки вихідні параметри агрегатів або елементів систем гідроприводу.

При кількісній оцінці повноти контролю проводиться аналіз функціонально-логічної моделі гідроприводу для виділення груп елементів, які входять у систему гідроприводу, кожний з яких формує визначений вихідний сигнал, а також поділ усієї множини елементів на такі, що контролюються і не контролюються.

У зв'язку з цим при побудові функціонально-логічної моделі гідроприводу необхідно виконувати такі правила: 1) конструктивно-знімні блоки системи гідроприводу (див. рис. 4.4), які мають більше ніж один вихідний сигнал, розщеплюють на декілька функціонально-логічних блоків, кожний з яких має один вихідний сигнал та усі входи, які формують цей сигнал; 2) сукупність елементів, які беруть участь у формуванні двох і більше вихідних сигналів одного конструктивно-знімного блока, повинна бути виділена в окремий функціонально-логічний блок; в окремий функціонально-логічний блок необхідно також виділяти елементи системи гідроприводу (вузли, агрегати тощо), які не охоплюються стимулюючими сигналами; 3) при побудові функціонально-логічної моделі частина системи гідроприводу, яка охоплюється зворотним зв'язком, може бути об'єднаною в один узагальнений блок. Входами такого узагальненого блока є усі зовнішні по відношенню до об'єднаних блоків стимулюючі впливи. Узагальнений блок має один еквівалентний вихідний сигнал, який замінює усі зовнішні виходи даної групи блоків; 4) побудову функціонально-логічних моделей необхідно здійснювати для кожного з можливих при експлуатації режимів роботи гідроприводу.

Зазвичай функціонально-логічні блоки, що входять до одного конструктивного блока, нумеруються послідовно, рис. 4.4. Зазначимо, що при нормальному функціонуванні системи гідроприводу контроль її роботи здійснюється тільки за параметрами  $z_4$  і  $z_9$ ; при пошуку елемента, який відмовив, у системі додатково контролюється параметр  $z_{10}$  (рис. 4.4).

При заповненні таблиці повноти контролю користуються такими правилами: якщо відмова  $i$ -го функціонально-логічного блока системи гідроприводу (або  $j$ -й вид відмови) призводить до виходу діагностичного параметра, який розглядається, за межі допуску, то у графі таблиці повноти контролю, яка відповідає  $i$ -му функціонально-логічному блоку (або  $j$ -му виду відмови), записується значення "1", в іншому випадку – "0".



Як приклад розглянемо таблицю повноти контролю (табл. 4.1) системи гідроприводу технологічної лінії, функціонально-логічну модель якої наведено на рис. 4.4. У підсумковому рядку повноти контролю таблиці повноти контролю записується “1” у тому випадку, якщо хоч би в одній клітинці стовпця, який розглядається, є “1”. Одиниця в  $i$ -й клітинці підсумкового рядка означає, що відмова  $i$ -го функціонально-логічного блока призводить до виходу за допуск хоча б одного параметра, який контролюється, тобто перевіряється  $i$ -й функціонально-логічний блок системою контролю, що розглядається. Таким чином, за повнотою заповнення підсумкового рядка таблиці повноти контролю оцінюється повнота контролю системи гідроприводу, а також перевіряються функціонально-логічні блоки, які контролюються та не контролюються.

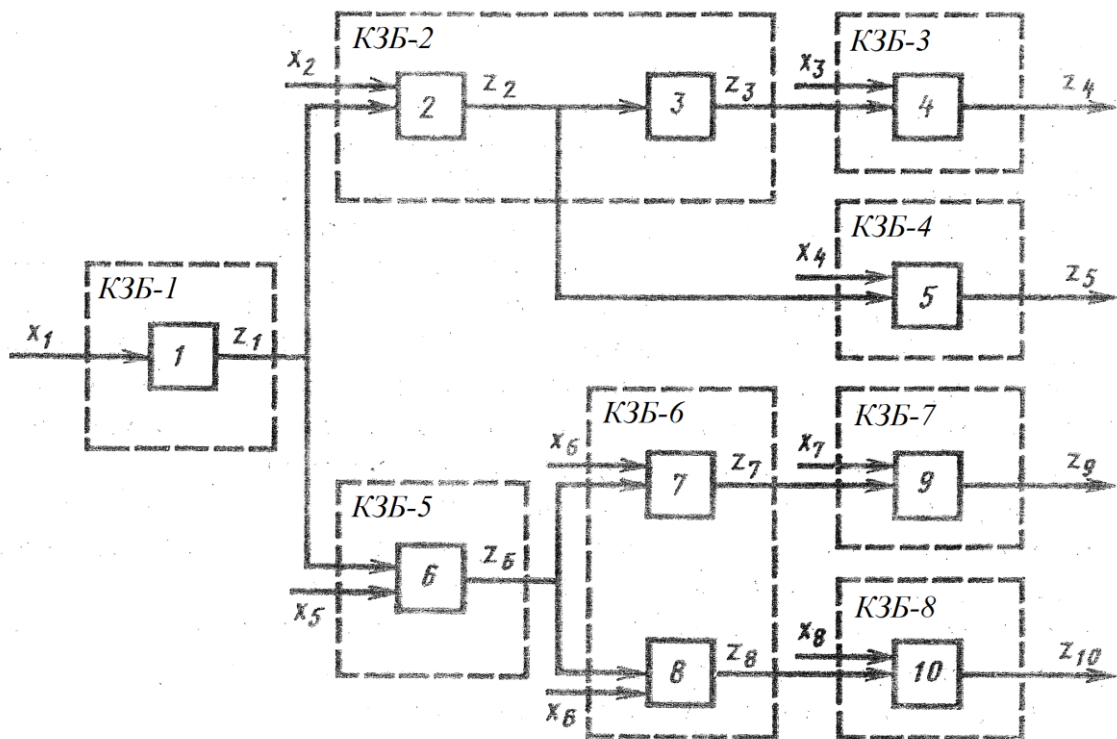


Рисунок 4.4 – Функціонально-логічна модель системи гідроприводу технологічної лінії:  $KЗБ - i$  –  $i$ -й конструктивно-знімний блок

Значення коефіцієнта повноти контролю

$$K_{\text{пк}} = \frac{\sum_{i=1}^n \lambda_i W_i}{\sum_{i=1}^n \lambda_i}, \quad (4.5)$$

де  $n$  – кількість функціонально-логічних блоків;  $\lambda_i$  – інтенсивність відмови  $i$ -го функціонально-логічного блока;  $W_i$  – логічна модель  $i$ -го функціонально-логічного блока (якщо блок справний, то  $W_i = 1$ , якщо несправний, то  $W_i = 0$ ).



Таблиця 4.1 – Таблиця повноти контролю системи гідроприводу технологічної лінії

Контрольований параметр	Номер функціонально-логічного блока									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$z_4$	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0
$z_9$	1	0	0	0	0	1	1	0	1	0
Підсумковий рядок повноти контролю	1	1	1	1	0	1	1	0	1	0

**4.3.1. Визначення глибини пошуку відмов.** Пристосованість гідроприводу та його системи контролю до технічного діагностування (пошуку елементів, які відмовили) характеризується коефіцієнтом глибини пошуку відмов  $K_{\Gamma}$ . Цей коефіцієнт визначає розрізнявальну здатність сукупності діагностичних ознак (параметрів), які закладені у систему контролю, та оцінюється умовною ймовірністю виявлення відмови із заданою докладністю (до одного, двох, і більше конструктивно-знімних блоків або агрегатів) за умови, що в системі гідроприводу відбулася відмова.

Для розрахунку ймовірності виявлення відмов із заданою глибиною пошуку необхідно визначити якою мірою множина перевірок, які здійснюються системою контролю, має властивість розрізняти види відмов. Такий аналіз може бути проведений з використанням таблиць функцій несправностей або спеціально побудованих таблиць глибини пошуку відмов, табл. 4.2. В окремому випадку таблиці повноти контролю можна розглядати як таблиці глибини пошуку, якщо для пошуку відмов використовуються ті самі параметри, які контролюються, що і для оцінювання повноти контролю. Порівняно з таблицями повноти контролю у таблицях глибини пошуку вказують функціонально-логічні блоки, які входять до складу конструктивно-знімних блоків.

У підсумковому рядку таблиці глибини пошуку відмов стовпці матриці таблиці глибини пошуку рекомендується позначати цифровими мітками (однакові стовпці позначаються однією і тією міткою – однією і тією цифрою). На підставі формування підсумкового рядка таблиці глибини пошуку визначається коефіцієнт глибини пошуку відмов  $K_{\Gamma}$ .

Коефіцієнт глибини пошуку відмов з точністю до одного конструктивно-знімного блока (гідроагрегату) визначається з формули

$$K_{\Gamma_1} = \sum_{k=1}^m \lambda_{k_1} / \sum_{k=1}^m \lambda_k, \quad (4.6)$$

де  $m$  – кількість конструктивно-знімних блоків, які входять у систему гід-

роприводу;  $\lambda_k$  і  $\lambda_{k_1}$  – інтенсивність відмови  $k$ -го конструктивно-знімного блока та інтенсивність відмови  $k$ -го конструктивно-знімного блока, визначеного з точністю до одного конструктивно-знімного блока;  $\sum_{k=1}^m \lambda_k = \lambda_{ок}$  – інтенсивність відмов системи гідроприводу.

Таблиця 4.2 – Таблиця глибини пошуку відмови системи гідроприводу технологічної лінії

Контрольований параметр	Номер конструктивно-знімного блока									
	1	2	3	4	5	6	7	8		
	Номер функціонально-логічного блока									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$z_4$	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0
$z_9$	1	0	0	0	0	1	1	0	1	0
$z_{10}$	1	0	0	0	0	1	0	1	0	1
Підсумковий рядок глибини	I	II	II	II	III	IV	V	VI	V	VI
Підсумковий рядок глибини 1	I	-	-	-	-	I	-	-	-	-
Підсумковий рядок глибини 2	-	-	I	I	-	-	-	I	I	I

Коефіцієнт глибини пошуку відмов у загальному вигляді визначається з формули

$$K_{\tilde{A}_\alpha} = \sum_{j \in m_\alpha} \lambda_j / \sum_{i=1}^m \lambda_i, \quad (4.7)$$

де  $m_\alpha$  – множина конструктивно-знімних блоків, позначених у підсумковому рядку таблиці глибини пошуку відмов відповідними ступенями подробиць  $\alpha$  ( $\alpha = 1, 2, 3, \dots, m$ ).

#### 4.4. Прогнозування зміни технічного стану гідроприводів машин при експлуатації

Таке прогнозування може здійснюватися різними методами. Розглянемо Методи, які найбільш часто використовуються.

*Методи прогнозування зміни параметра стану.* Вони поділяються на методи: прогнозування за середньою статистичною зміною параметра технічного стану декількох однотипних виробів та прогнозування за реалізацією параметра одного конкретного виробу.

Прогнозування за середньою статистичною зміною параметра застосовується у тому випадку, якщо відсутня інформація про зміну параметра технічного стану гідроагрегату, який діагностується, за попередній період. При реалізації цього методу використовують функцію середньої зміни параметра, її середньоквадратичне відхилення та середні дані про граничний стан, визначені для групи однотипних агрегатів.

Прогнозування за реалізацією параметра одного конкретного виробу враховує індивідуальні зміни параметра гідроагрегату у попередній період, а також характер зміни параметрів сукупності однотипних агрегатів (їх окремих вузлів або з'єднань).

У зв'язку з тим, що в процесі відпрацювання ресурсу до першого капітального ремонту і міжремонтного ресурсу агрегати гідравлічних приводів не розбираються, прогнозування зміни їх структурних параметрів може бути здійснено тільки за середньою статистичною зміною параметра. Ці методи знайшли застосування для прогнозування функціональних параметрів гідроагрегатів та гідравлічних систем. Прогнозування за реалізацією параметра застосовується тільки в тих випадках, коли в процесі експлуатації гідроприводу передбачається регулярний періодичний контроль його діагностичних параметрів.

**4.4.1. Методи регресивного аналізу.** Для оцінювання впливу експлуатаційних структурних змін параметрів  $Y = \{Y_v\}$  і параметрів навантаження (експлуатаційних факторів)  $U = \{U_p\}$  на функціональні параметри  $Z = \{Z_k\}$  агрегатів гідравлічних приводів широко застосовується методи регресивного аналізу, які враховують статистичний характер залежності

$$Z = \Phi(Y, U). \quad (4.8)$$

Для проведення регресивного аналізу зазвичай використовують результати досліджень групи однотипних агрегатів, які пройшли спеціальні стендові випробування, або знятих з експлуатації.

З позиції теорії інформації і системного аналізу математичну модель (4.8) можна трактувати як функціональний оператор  $\Phi$ , який відображає функціональний простір структурних параметрів агрегатів  $Y = \{Y_v\}$ , що змінюються під впливом експлуатаційних факторів  $U = \{U_p\}$ , у просторі значень функціональних параметрів  $Z = \{Z_k\}$ . У явному вигляді оператор  $\Phi = \{\varphi_\mu\}$  є замкненою системою рівнянь і співвідношень емпіричного характеру, доповнену необхідними початковими і граничними умовами.

При використанні статистичних методів математичний вираз для функції-

онального параметра  $Z$  записується у вигляді полінома (відтинку ряду Тейлора), яким розкладається невідома залежність:

$$Z = \beta_0 + \sum_{j=1}^K \beta_j X_j + \sum_{\substack{u, j=1 \\ u \neq j}}^K \beta_{uj} X_u X_j + \sum_{j=1}^K \beta_{jj} X_j^2 + \dots, \quad (4.9)$$

де  $\beta_j = \left. \frac{\partial \varphi}{\partial X_j} \right|_{X=0}$ ;  $\beta_{uj} = \left. \frac{\partial^2 \varphi}{\partial X_u \partial X_j} \right|_{X=0}$ ;  $\beta_{jj} = \left. \frac{\partial^2 \varphi}{2 \partial X_j^2} \right|_{X=0}$ ;  $X = \{X_j\}$  – вектор предик-

торних змінних (вхідних параметрів або регресорів), які впливають на функціональний параметр  $Z$  (у загальному випадку  $Y \in X$ ,  $U \in X$ ).

У зв'язку з недостатньо повною статистичною інформацією, а також наявністю параметрів, які не керуються та не контролюються при дослідженні гідроагрегатів, результат експерименту є випадковою величиною. Тому рівняння регресії, отримане за результатами експерименту, можна записати у вигляді

$$\hat{Z} = b_0 + \sum_{j=1}^K b_j X_j + \sum_{\substack{u, j=1 \\ u \neq j}}^K b_{uj} X_u X_j + \sum_{j=1}^K b_{jj} X_j^2, \quad (4.10)$$

де  $b_0$  – вільний член рівняння регресії;  $b_j$ ,  $b_{jj}$  і  $b_{uj}$  – відповідно ефекти лінійні, квадратичні і взаємодії.

Вибірні коефіцієнти регресії  $b_0$ ,  $b_j$ ,  $b_{jj}$  і  $b_{uj}$  є теоретичними оцінками коефіцієнтів  $\beta_0$ ,  $\beta_j$ ,  $\beta_{jj}$  і  $\beta_{uj}$ .

Коефіцієнти регресії визначаються методом найменших квадратів із умови

$$\psi = \sum_{k=1}^N (Z_k - \bar{Z}_k)^2 = \min, \quad (4.11)$$

де  $N$  – обсяг вибірки.

Кількість степенів вільності вибірки

$$f_{\text{св}} = N - l, \quad (4.12)$$

де  $l$  – кількість зв'язків, яка дорівнює кількості коефіцієнтів, які визначаються.

Однією з основних задач регресивного аналізу є рішення про включення тих чи інших регресорів  $X_j$  у регресивну модель (4.10). Для вибору деякої підмножини з повної сукупності регресорів необхідно знайти оптимум між отриманням надійного прогнозу, для отримання якого потрібно включити у математичну модель по можливості найбільшу кількість регресорів, і витратами, пов'язаними з отриманням інформації при великій кількості регресорів. При цьому необхідно враховувати, що збільшення кількості регресорів призводить

до зростання дисперсії прогнозу.

Для виявлення суттєвих факторів, які входять до рівняння регресії користуються наступними методами [18]:

1) дисперсійний аналіз, який базується на припущенні, що суттєвість деякого (дискретного) фактора характеризується його вкладом у дисперсію вихідної величини;

2) насичені дрібні факторні плани, що базуються на припущенні про наявність тільки лінійних ефектів та які призводять до оцінки суттєвих факторів за їх вкладом у математичне очікування вихідної величини;

3) насичені експериментальні плани Плакетта-Бермана, для яких також припускається наявність тільки лінійних ефектів;

4) метод випадкового балансу, застосовується у припущенні, якщо серед факторів, які розглядаються, не усі є істотними;

5) опитування експертів для ранжування факторів за ступенем їх впливу на вихідну величину або поєднання опитування експертів та експерименту.

Розглянемо застосування дисперсійного аналізу для оцінювання значимості коефіцієнтів рівняння регресії (4.10), які зазвичай проводять при таких припущеннях:

- вхідні параметри  $\{X_j\}$  вимірюються з похибкою, якою можна знехтувати; поява похибки у визначенні  $Z$  пояснюється наявністю невиявлених змінних та випадкових впливів, які не входять до рівняння регресії;

- результати спостережень  $Z_1, Z_2, Z_3, \dots, Z_N$  вихідної змінної є незалежними випадковими величинами, які мають нормальний розподіл;

- вибіркові дисперсії  $S_1^2, S_2^2, S_3^2, \dots, S_N^2$  повинні бути однорідними за умови, що при проведенні експерименту з обсягом вибірки  $N$  кожний дослід повторений  $m$  разів.

При однаковій кількості паралельних дослідів перевірка однорідності дисперсії здійснюється у такій послідовності:

1) визначається середнє значення вихідного параметра  $\bar{Z}_i$  за результатами паралельних дослідів:

$$\bar{Z}_i = \left( \sum_{k=1}^m Z_{ik} \right) / m, \quad i = 1, 2, \dots, N; \quad (4.13)$$

2) визначаються вибіркові дисперсії:

$$D_i^2 = \sum_{k=1}^m (Z_{ik} - \bar{Z}_i)^2 / (m-1) \quad ; \quad (4.14)$$

3) складається співвідношення

$$G = \frac{D_{\max}^2}{\sum_{i=1}^m D_i^2}, \quad (4.15)$$

де  $D_{\max}^2$  – максимальне значення вибіркової дисперсії.

Якщо дисперсії однорідні

$$G < G_p(N, m-1), \quad (4.16)$$

де  $G_p(N, m-1)$  – табуловані значення критерію при рівні значимості  $p$ .

Якщо вибірккові дисперсії однорідні, розраховується дисперсія відтворення, необхідна для оцінювання значимості коефіцієнтів регресії:

$$D_B^2 = \left( \sum_{i=1}^N D_i^2 \right) / N. \quad (4.17)$$

Кількість степенів вільності цієї дисперсії

$$f_{\text{св}} = N(m-1). \quad (4.18)$$

Значимість коефіцієнтів оцінюють за критерієм Стюдента:

$$t_j = |b_j| / D_{bj}, \quad (4.19)$$

де  $b_j$  –  $j$ -й коефіцієнт рівняння регресії;  $D_{bj} = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left( \frac{\partial b_j}{\partial Z_i} \right)^2 D_i^2}$  – середнє квадратичне відхилення  $b_j$ -го коефіцієнта.

Якщо  $t_j$  більше за табуловане  $t_p(f_{\text{св}})$  для вибраного рівня значимості  $p$  і кількості степенів вільності  $f_{\text{св}}$ , то коефіцієнт  $b_j$  значно відрізняється від нуля. Незалежні коефіцієнти з рівняння регресії виключаються. Інші коефіцієнти необхідно перерахувати, так як вини взаємно закорельовані.

Для безпосереднього оцінювання впливу зношення деталей і вузлів на зміну функціональних параметрів гідравлічних агрегатів (наприклад, на подачу насоса) та встановлення кореляційного зв'язку між цими параметрами використовується модель множинної регресії:

$$\hat{Z} = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2 + \dots + b_K X_K. \quad (4.20)$$

При побудові поверхні відклику на координатних осях факторного простору відкладаються чисельні значення параметрів (факторів). Поверхня відклику у цьому випадку є поверхнею регресії при  $K = 2$  і гіперповерхнею при  $K \geq 3$ .

Форму подання початкового статистичного матеріалу наведено у табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Вихідні статистичні дані для проведення регресивного аналізу

Номер досліджу	$X_1$	$X_2$	$X_3$	...	$X_K$	$Z$
1	$X_{11}$	$X_{21}$	$X_{31}$	...	$X_{K1}$	$Z_1$
2	$X_{12}$	$X_{22}$	$X_{32}$	...	$X_{K2}$	$Z_2$
3	$X_{13}$	$X_{23}$	$X_{33}$	...	$X_{K3}$	$Z_3$
...	...	...	...	...	...	...
$N$	$X_{1N}$	$X_{2N}$	$X_{3N}$	...	$X_{KN}$	$Z_N$

Регресивний аналіз впливу експлуатаційних факторів на функціональні параметри агрегатів доцільно проводити за допомогою рівняння регресії, зведеного до безрозмірного вигляду. Для переходу від натурального масштабу до безрозмірного здійснюють нормування значень величин, які входять в рівняння (4.10).

$$Z_i^0 = \frac{Z_i - \bar{Z}}{\sigma_Z}; \quad X_{ji}^0 = \frac{X_{ji} - \bar{X}_j}{\sigma_{X_j}}, \quad i = 1, 2, \dots, N; \quad j = 1, 2, \dots, K, \quad (4.21)$$

де  $Z_i^0$ ,  $X_{ji}^0$  – нормовані значення відповідних факторів;  $\bar{Z}$ ,  $\bar{X}_j$  – середні значення факторів;  $\sigma_Z$ ,  $\sigma_{X_j}$  – середнє квадратичне відхилення факторів;

$$\sigma_Z = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (Z_i - \bar{Z})^2}{N-1}}; \quad \sigma_{X_j} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (X_{ji} - \bar{X}_j)^2}{N-1}}.$$

Таблицю нормованих значень вхідних і вихідних параметрів регресії наведено в табл. 4.4.

Таблиця 4.4 – Таблиця нормованих статистичних даних для проведення регресивного аналізу

Номер досліджу	$X_1^0$	$X_2^0$	$X_3^0$	...	$X_K^0$	$Z^0$
1	$X_{11}^0$	$X_{21}^0$	$X_{31}^0$	...	$X_{K1}^0$	$Z_1^0$
2	$X_{12}^0$	$X_{22}^0$	$X_{32}^0$	...	$X_{K2}^0$	$Z_2^0$
3	$X_{13}^0$	$X_{23}^0$	$X_{33}^0$	...	$X_{K3}^0$	$Z_3^0$
...	...	...	...	...	...	...
$N$	$X_{1N}^0$	$X_{2N}^0$	$X_{3N}^0$	...	$X_{KN}^0$	$Z_N^0$

Для рівняння регресії, зведеного до безрозмірного вигляду:

$$X_j^0 = 0; \quad \bar{Z}^0 = 0; \quad \sigma_{X_j^0} = 1; \quad \sigma_{Z^0} = 1.$$

При цьому вибірові коефіцієнти кореляції визначаються за виразами:

$$r_{Z^0 X_j^0}^* = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N Z_i^0 X_{ji}^0; \quad r_{X_l^0 X_m^0}^* = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N X_{li}^0 X_{mi}^0; \quad l > m; m = 1, 2, \dots, K. \quad (4.22)$$

Розрахований вибірковий коефіцієнт кореляції для рівняння регресії, приведенного до безрозмірного вигляду, дорівнює коефіцієнту кореляції між змінними, вираженими у натуральному масштабі  $r_{Z_X}^*$ .

Рівняння регресії, яке зв'язує нормовані змінні, не містить вільного члена та набуває вигляду

$$Z^0 = a_1 X_1^0 + a_2 X_2^0 + \dots + a_K X_K^0. \quad (4.23)$$

Коефіцієнти рівняння (4.23) знаходять з умови  $\sigma = \sum_{i=1}^N (Z_i^0 - \widehat{Z}_i^0) = \min$ , тоб-

$$\text{TO } \frac{\partial \sigma}{\partial a_1} = 0; \frac{\partial \sigma}{\partial a_2} = 0, \dots, \frac{\partial \sigma}{\partial a_K} = 0.$$

Система нормальних рівнянь, які зв'язують вхідні і вихідні змінні, буде мати вигляд

$$\left. \begin{aligned} & a_1 \sum_{i=1}^N (X_{1i}^0)^2 + a_2 \sum_{i=1}^N X_{1i}^0 X_{2i}^0 + \dots + a_K \sum_{i=1}^N X_{1i}^0 X_{Ki}^0 = \sum_{i=1}^N X_{1i}^0 Z_i^0; \\ & a_1 \sum_{i=1}^N X_{2i}^0 X_{1i}^0 + a_2 \sum_{i=1}^N (X_{2i}^0)^2 + \dots + a_K \sum_{i=1}^N X_{2i}^0 X_{Ki}^0 = \sum_{i=1}^N X_{2i}^0 Z_i^0; \\ & \dots\dots\dots \\ & a_1 \sum_{i=1}^N X_{Ki}^0 X_{1i}^0 + a_2 \sum_{i=1}^N X_{Ki}^0 X_{2i}^0 + \dots + a_K \sum_{i=1}^N (X_{Ki}^0)^2 = \sum_{i=1}^N X_{Ki}^0 Z_i^0. \end{aligned} \right\} \quad (4.24)$$

Для подальшого визначення коефіцієнтів регресії перетворимо систему рівнянь (4.24), помноживши ліві та праві частини рівнянь на множник  $1/(N-1)$ .

Тоді враховуючи, що  $\frac{1}{N-1} \sum_{j=1}^N (X_{ji}^0)^2 = \sigma_{X_j^0}^0 = 1$  і  $r_{X_l X_m}^* = r_{X_m X_l}^*$ , отримуємо

[illegible]

Розв'язавши систему рівнянь (4.25), розраховуємо коефіцієнт множинної кореляції, який є показником зв'язку між змінними рівняння регресії:

$$R_{\kappa} = \sqrt{a_1 r_{Z_{X_1}}^* + a_2 r_{Z_{X_2}}^* + \dots + a_K r_{Z_{X_K}}^*}, \quad (0 \leq R_{\kappa} \leq 1). \quad (4.26)$$

У разі вибірки малого обсягу в  $R_K$  необхідно ввести корекцію на систематичну похибку:



$$R'_k = \sqrt{1 - (1 - R_k^2) \frac{N-1}{N-l}}, \quad (4.27)$$

де  $R'_k$  – скоректований коефіцієнт множинної кореляції;  $l$  – кількість коефіцієнтів рівняння множинної регресії ( $l = K + 1$ ).

Чим менша кількість ступенів вільності вибірки  $f_{\text{св}} = N(m-1)$ , тим сильніший зв'язок, який оцінюється коефіцієнтом множинної кореляції.

Зворотний перехід до масштабних значень коефіцієнтів кореляції здійснюється за формулами:

$$b_j = a_j \frac{\sigma_Z}{\sigma_{X_j}}; \quad b_0 = \bar{Z} - \sum_{j=1}^N b_j \bar{X}_j, \quad \text{при } j = 1, 2, \dots, K; \quad j \neq 0. \quad (4.28)$$

Адекватність рівняння множинної регресії перевіряється за критерієм Фішера.

**4.4.2. Динамічна модель зміни параметра стану.** Важливим фактором при розробці динамічних моделей зміни технічного стану гідроприводу є вибір апроксимуючої функції, яка з достатньою точністю відображає таку змінну. Вибір функції значно впливає на трудомісткість і точність прогнозування.

Апроксимуюча функція повинна бути достатньо універсальною, відносно простою та при цьому враховувати фізичні процеси, які призводять до зміни параметрів стану, і випадковий характер швидкості такої зміни, а також відображати інтегральні закономірності відхилення параметра залежно від напруцювання або терміну служби гідроприводу. Для гідроприводів встановлено, що відхилення параметра стану залежно від напруцювання або часу необхідно апроксимувати випадковою упорядкованою функцією, реалізація, якої зростає. При цьому апроксимуюча функція у фіксований момент часу є додатною багатозначною, а реалізацію зміни параметра можна розглядати як монотонну функцію у діапазоні від нуля до граничного відхилення параметра.

Враховуючи зазначене фактичне відхилення, параметра стану  $\Delta X_\Phi$  розглядаємо як суму двох випадкових величин:

$$\Delta X_\Phi = \Delta X_T + \Delta X_e, \quad (4.29)$$

де  $\Delta X_T$  – теоретичне відхилення параметра внаслідок роботи гідроприводу при дії усереднених (розрахункових) навантажень;  $\Delta X_e$  – відхилення параметра під дією зовнішніх експлуатаційних факторів.

Для моменту часу  $t$  (4.29) можна подати у вигляді

$$\Delta X_\Phi(t) = v_c \Phi_T(t) + v_e \Phi_e(t), \quad (4.30)$$

де  $\Phi_T(t)$  і  $\Phi_e(t)$  – детерміновані (випадкові) функції, які характеризують залеж-

ність  $\Delta X_T$  і  $\Delta X_e$  від напрацювання;  $v_c$  – випадкова величина, яка відображає швидкість зміни параметра під дією розрахункових навантажень;  $v_t$  – випадкова величина відхилення  $\Delta X_e$  на одиницю зміни параметра під дією зовнішніх факторів.

Величина  $\Delta X_T$  монотонно збільшується залежно від напрацювання, що дозволяє прогнозувати її зміну.

У рівнянні (4.30) перший доданок  $\Delta X_T = v_c \varphi_T(t)$  є елементарною випадковою функцією ( $v_c$  – звичайна випадкова величина;  $\varphi_T(t)$  – звичайна не випадкова функція). Можливі реалізації цієї функції можна отримати з графіка функції шляхом зміни масштабу по осі координат.

Другий доданок  $\Delta X_e = v_t \varphi_e(t)$  є функцією відхилення фактичних значень параметра від усередненої гладкої теоретичної кривої. У будь-який проміжок часу  $t$  значення функції є випадковою величиною, яка підпорядковується нормальному закону розподілення. Математичне очікування випадкової функції у будь-який момент дорівнює нулю. Таким чином,  $v_t$  можна розглядати в часі як гаусівський центрований стаціонарний або нестаціонарний процес. Стаціонарність процесу характеризується однаковим середнім квадратичним відхиленням випадкової величини у будь-якому перетині, а також залежності кореляційної функції тільки від різниці напрацювання, які відповідають цим перетинам.

У ряді випадків при апроксимації функції зміни параметрів враховується припрацювання його елементів. Тоді замість (4.30) доцільно використовувати таке рівняння:

$$\Delta X_\Phi(t) = v_c \varphi_T(t) + v_t \varphi_e(t) + \Delta\Pi, \quad (4.31)$$

де  $\Delta\Pi$  – показник, що характеризує припрацювання елементів гідроприводу, значення якого дорівнює  $\Delta X_\Phi$  при  $t = 0$ .

Рівняння (4.31) забезпечує добру апроксимацію відхилення параметра стану від кінця припрацювання до моменту досягнення граничного (допустимого) відхилення  $\Delta X_d$ .

Для більшості гідроагрегатів випадкові варіації показника  $\Delta\Pi$  є величинами другого порядку малості і ними зазвичай нехтують та розглядають показник  $\Delta\Pi$  як детерміновану величину. Характер зміни параметра стану  $\Delta X_\Phi$  визначається детермінованою функцією  $\varphi_T(t)$ , критерієм вибору якої є близькість значень апроксимуючих функцій фактичної реалізації зміни параметрів стану. З метою підвищення точності як критерій апроксимації рекомендується викорис-

товувати коефіцієнти варіації, причому перевагу слід надавати коефіцієнту варіації ресурсу гідроагрегату.

Для агрегатів гідроприводів як апроксимуючу функцію  $\varphi_T(t)$  доцільно використовувати степеневу функцію. У цьому випадку зміна параметра стану визначається як

$$\Delta X_{\Phi}(t) = v_c t^{\alpha} + \Delta X_e(t) + \Delta \Pi, \quad (4.32)$$

де  $\alpha$  – показник ступеня, який визначає характер зміни параметра.

При  $\Delta X_e(t) = 0$

$$\Delta X(t) = \Delta X_{\Phi}(t) - \Delta \Pi = v_c t^{\alpha}; \quad t, \alpha, v_c > 0. \quad (4.33)$$

У рівнянні (4.33)  $v_c$  чисельно можна розглядати як швидкість зміни параметра при  $t = 1$ , зменшену в  $\alpha$  разів.

Аналіз рівнянь (4.32) і (4.33) показує, що степенева функція зміни параметра стану проста та достатньо універсальна. При  $\alpha = 1$  і  $\Delta X_e(t) = 1$  апроксимуюча функція (4.32) з лінійною випадковою функцією. У цьому випадку швидкість зміни параметра стану для гідравлічного агрегату протягом терміну його служби є постійною. При  $\alpha > 0$  або  $0 < \alpha < 1$  має місце неперервна непливна строго монотонна зростаюча або спадна швидкість зміни параметра стану. У першому випадку відхилення параметра стану буде характеризуватися вигнутою кривою, у другому – вверх.

Для зміни  $Y_i$ -го структурного параметра гідроагрегата вираз (4.32) можна записати у вигляді

$$Y_i(t) = v_{c_i} t^{\alpha_i} + \Delta Y_{e_i} + \Delta \Pi_{Y_i}, \quad (4.34)$$

де  $Y_i(t)$  – зміна структурного параметра гідроагрегата (розмір деталі, величина зазору у парі з'єднання тощо);  $\Delta Y_{e_i}$  – випадкове відхилення фактичної зміни параметра від теоретичної реалізації під впливом варіації зовнішніх експлуатаційних факторів;  $\Delta \Pi_{Y_i}$  – значення параметра, який залежить від припрацювання.

Аналогічно для  $Z_j$ -го структурного параметра гідроагрегата або гідросистеми у цілому

$$Z_j(t) = B_{c_j} t^{\beta_j} + \Delta Z_{e_j} + \Delta \Pi_{Z_j}, \quad (4.35)$$

де  $B_{c_j}$  – швидкість зміни  $j$ -го функціонального параметра від напрацювання;  $\beta_j$  – показник ступеня.

Значення параметрів  $v_{c_i}$ ,  $B_{c_j}$ ,  $\alpha_i$  і  $\beta_j$  визначають за результатами статистичної обробки експериментальних даних.

**4.4.3. Прогнозування процесу зношення.** Відомі математичні моделі, які використовують лінійну статистичну апроксимацію, неповно описують процес зношення елементів і пристроїв гідросистем. Крім того, вони потребують значного обсягу статистичних даних. Використання кусочно-лінійної статистичної апроксимації з використанням марковської моделі процесу дозволяє практично у два рази скоротити час на проведення експерименту та забезпечити достатню точність розрахунків.

Процес зношення може бути віднесений до папіввипадкових марковських процесів. Випадковість у даному випадку полягає в тому, що не можна однозначно спрогнозувати перебіг процесу. Однак такий процес є стохастичним визначенням, коли із знання стану системи у деякий момент часу  $t_0$  слідує також знання функції розподілення ймовірностей для можливих станів системи у момент часу  $t > t_0$ . Такі процеси належать до марковських.

Таким чином, випадковий процес  $X(t)$  є марковським, якщо умовна ймовірність  $P\{Y(t_n)/Y(t_{n-1}), \dots, Y(t_0)\}$  з появою значення  $Y(t_n)$  у момент  $t$  залежить від останнього попереднього значення процесу  $Y(t_{n-1})$  та не залежить від попередніх. Марковський процес повністю визначається двовимірною щільністю ймовірності

$$f_2(Y_0, Y, t_0, t) = f_1(Y_0, t_0)P(Y, t/Y_0, t_0), \quad (4.36)$$

де  $f_1(Y_0, t_0)$  – одновимірна щільність ймовірності;  $P(Y, t/Y_0, t_0)$  – щільність ймовірності переходу з стану  $Y_0$  у момент часу  $t_0$  у стан  $Y$  у момент часу  $t$ .

Таким чином, задача зводиться до того, щоб за відомим значенням процесу  $Y(Y_0) = Y$  знайти ймовірність того, що в деякий момент часу  $t > t_0$  процес буде знаходитися у заданих межах  $[a, b]$ , з визначеною технічною умовою. Отже, при виконанні умови  $Y(Y_0) = Y_0$  інформація, яка нас цікавить, міститься у щільності перехідної ймовірності  $P(Y, t/Y_0, t_0)$ .

Сутність методу полягає в тому, що за допомогою квантування за рівнем випадкової функції, яка характеризує змінювання параметра в часі, реальний процес зношення апроксимується марковським дискретним процесом.

Аналітичні залежності ймовірнісних характеристик від часу отримують з диференціальних рівнянь А.Н. Колмогорова, за допомогою яких можна описати динаміку процесу, що досліджується. Відомими величинами в цих рівняннях є інтенсивності перетину випадковою функцією фіксованих рівнів квантування,

отриманих статистичним шляхом.

Використаємо цю модель для визначення ймовірнісних характеристик процесу зношення. Задача розв'язується таким чином. Інтенсивність  $\eta_i$  перетину функцією  $X(t)$  прийнятого рівня квантування  $x_i$  відома і вибирається з початкової реалізації процесу.

Побудуємо математичну модель зношення. Діапазон  $[x_{\min}, x_{\max}]$  допустимої зміни величини  $x$ , що характеризує зношення спряженої пари, розділимо на три кванти:  $\Delta x_0$ ,  $\Delta x_1$  і  $\Delta x_2$ . Вважаємо, що пристрій знаходиться у стані  $S_i$ , якщо  $x$  знаходиться в  $i$ -му інтервалі квантування  $\Delta x$ ,  $i = \overline{0,2}$ . Інтенсивність перетину процесом  $X(t)$  рівня квантування  $x_i$  позначимо через  $\eta_i$ . Ця величина є інтенсивністю збільшення параметра  $x_i$  на величину  $\Delta x_i$  [ $i = \overline{0,2}$ , якщо  $X(t)$  є не спадною випадковою функцією часу  $t$ ].

Величини  $\Delta x_i$   $\eta_i$  характеризують середню швидкість зростання параметра  $X$  в інтервалі квантування  $\Delta x_i$ . За технічними умовами  $S_0$ ,  $S_1$  і  $S_2$  є станами працездатності пристрою, а  $S_3$  – станом відмови.

Розглядаючи процес зміни стану пристрою як марковський дискретний процес, знайдемо ймовірність  $P_i(t)$  знаходження пристрою у момент часу  $t$  в стані  $S_i$  з диференціальних рівнянь А.Н. Колмогорова:

$$P_i(t) = -\eta_i P_i(t) + \eta_{i-1} P_{i-1}(t), \quad i = \overline{0,2}, \quad (4.37)$$

де  $\eta_i = 0$  при  $i < 0$ .

При загальних початкових умовах  $P_i(t) = P_i$ ;  $t = 0$ ;  $i = \overline{0,3}$ .

Розв'язок системи рівнянь, отриманих за допомогою перетворень Лапласа, має вигляд

$$\left. \begin{aligned} P_0(t) &= P_0 e^{-\eta_0 t}; \\ P_1(t) &= \frac{P_0 \eta_0}{\eta_1 - \eta_0} e^{-\eta_0 t} + \left( P_1 - \frac{P_0 \eta_0}{\eta_1 - \eta_0} \right) e^{-\eta_1 t}; \\ P_2(t) &= \frac{P_0 \eta_0 \eta_1}{(\eta_1 - \eta_0)(\eta_2 - \eta_0)} e^{-\eta_0 t} + \left[ \frac{P_1 \eta_1}{\eta_2 - \eta_1} + \frac{P_0 \eta_0 \eta_1}{(\eta_0 - \eta_1)(\eta_2 - \eta_0)} \right] e^{-\eta_1 t} + \\ &+ \left[ P_2 + \frac{P_1 \eta_1}{\eta_1 - \eta_2} + \frac{P_0 \eta_0 \eta_1}{(\eta_0 - \eta_2)(\eta_1 - \eta_2)} \right] e^{-\eta_2 t}. \end{aligned} \right\} \quad (4.38)$$

Ймовірність  $P_3(t)$  знайдемо з умови нормування:

$$\sum_{i=1}^3 P_i(t) = 1, \text{ тобто } P_3(t) = 1 - \sum_{i=0}^2 P_i(t) = 1. \quad (4.39)$$

Ймовірність безвідмовної роботи  $P(t)$  визначимо, як ймовірність того, що за час  $t$  процес  $X(t)$  не досягне критичного рівня  $x_2$ :

$$P(t) = \sum_{i=0}^2 P_i(t) = \sum_{i=0}^2 K_i e^{-\eta_i t}. \quad (4.40)$$

$$\text{де } K_0 = P_0 + \frac{P_0 \eta_0}{\eta_1 - \eta_0} + \frac{P_0 \eta_0 \eta_1}{(\eta_1 - \eta_0)(\eta_2 - \eta_0)};$$

$$K_1 = P_1 + \frac{P_0 \eta_0}{\eta_1 - \eta_0} + \frac{P_1 \eta_1}{\eta_2 - \eta_1} + \frac{P_0 \eta_0 \eta_1}{(\eta_0 - \eta_1)(\eta_2 - \eta_1)};$$

$$K_2 = P_2 + \frac{P_1 \eta_1}{\eta_1 - \eta_2} + \frac{P_0 \eta_0 \eta_1}{(\eta_0 - \eta_1)(\eta_1 - \eta_2)}.$$

Щільність цієї ймовірності

$$f(t) = \sum_{i=0}^2 \eta_i K_i e^{-\eta_i t}. \quad (4.41)$$

Інтенсивність відмов

$$\lambda(t) = \sum_{i=0}^2 \eta_i K_i e^{-\eta_i t} / \sum_{i=0}^2 K_i e^{-\eta_i t}. \quad (4.42)$$

Середній час безвідмовної роботи

$$T_{\text{ср}} = \frac{P_0}{\eta_0} + \frac{P_0 + P_1}{\eta_1} + \frac{P_0 + P_1 + P_2}{\eta_2}. \quad (4.43)$$

Дисперсія цього часу

$$\sigma_t^2 = 2 \sum_{i=1}^2 K_i / \eta_i^2 - T_{\text{ср}}^2. \quad (4.44)$$

Важливою перевагою розглянутої моделі є те, що вона дозволяє для будь-якого моменту, застосувавши розклад у ряд Грама-Шарльє, знайти одновимірний закон.

Математичне очікування процесу  $X(t)$

$$m_x(t) = \sum_{i=0}^3 x_i^* P_i(t). \quad (4.45)$$

Квантоване значення  $x_i^*$  вибирається з урахуванням найменшого відхилення значень, отриманих експериментальним шляхом.

**4.4.4. Прогнозування зміни подачі насоса.** Практичне застосування прогнозування зміни функціональних параметрів агрегатів з використанням зміни

випадкової степеневій функції вигляду (4.35) розглянемо на прикладі прогнозування зміни подачі насоса. Для розв'язання цієї задачі застосуємо метод, оснований на середній статистичній зміні подачі групи однотипних насосів.

Подача  $q_n$  є основним параметром насоса, який визначає його ресурс до першого капітального ремонту і міжремонтний ресурс. Зміна (зменшення) подачі насоса  $\Delta q_n$  при експлуатації є наслідком зміни структурних параметрів його вузлів та окремих деталей внаслідок зношення.

Встановлено, що основними причинами зниження подачі насоса  $\Delta q_n$  є збільшення внутрішніх витоків в агрегаті  $\Delta q_{\text{вит}}$  та зміна початкових кінематичних співвідношень  $\Delta q_k$ , тобто

$$\Delta q_n = \Delta q_{\text{вит}} + \Delta q_k. \quad (4.46)$$

Сумарна зміна подачі насоса залежно від його конструкції може бути розбита на ряд складових:

$$\Delta q_n = \Delta q_{n_1} + \Delta q_{n_2} + \Delta q_{n_3} + \dots + \Delta q_{n_i} + \dots + \Delta q_k, \quad (4.47)$$

де  $\Delta q_{n_i}$  – складові зменшення подачі насоса внаслідок зміни структурних параметрів його окремих вузлів (1 – вузол подачі; 2 – вузол регулятора подачі; 3 – вузол розподілення тощо).

Використовуючи випадкову степеневу функцію (4.35), отримаємо аналітичний вираз для прогнозування зміни подачі насоса від напрацювання:

$$q_n^*(t) = q_{n0}^*(t_0) + B_q t^\beta, \quad (4.48)$$

де  $q_n^*(t)$  – математичне очікування подачі насоса у функції напрацювання  $t$ ;  $q_{n0}^*(t_0)$  – математичне очікування подачі насоса після завершення процесу припрацювання;  $B_q$  – коефіцієнт, який характеризує середню швидкість зміни подачі насоса;  $\beta$  – показник степеня, який визначають за даними експериментів.

Зазначимо, що тут і далі  $*$  – позначено величини які змінюються випадковим чином.

При використанні залежності (4.48) часто за значення  $q_{n0}^*(t_0)$  приймають подачу насоса після його обкатки при виготовленні.

Вихідними даними для прогнозування повинні бути статистичні дані зміни подачі насосів, знятих з експлуатації або які пройшли ресурсні випробування. Для виявлення характеру і стабільності процесу зношення спряжених пар результати прогнозування необхідно порівнювати з результатами дефекації насосів, які відпрацювали в експлуатації початковий призначений ресурс.

Рекомендується такий порядок прогнозування зміни подачі насоса при експлуатації.

1. На підставі аналізу наявних статистичних даних визначаємо експериментальну залежність зміни подачі насоса від напруцювання  $q_{н_i}^* = f(t)$  (крива 1 на рис. 4.5) (тут знак штрих означає практичну реалізацію параметра).

2. Використовуючи стандартний пакет підпрограм наближених функцій методом найменших квадратів (методом Гауса), на ПК визначаємо значення параметрів  $B_Q$  і  $\beta$ , виразу (4.48). Отримана таким шляхом математична модель зміни параметра  $q_{н}^*(t)$  є математичним очікуванням зміни подачі насосів даного типу, які знаходяться в експлуатації (крива 2).

3. Для розрахунку показників розподілення експериментальних реалізацій подачі насоса розбиваємо експериментальні дані на  $(N+1)$  групу залежно від напруцювання  $t$ . Нульову групу становлять значення подачі насоса при  $t = 0$ .

4. Для кожної з груп розраховуємо значення математичного очікування  $m_{q_{н}}$ , дисперсії  $D_{q_{н}^*}$  і середнього квадратичного відхилення  $\sigma_{q_{н}^*}$ :

$$m_{q_{н}} = \frac{1}{K} \sum_{i=1}^K q_{н_i}^*; \quad (4.49)$$

$$D_{q_{н}^*} = \frac{1}{K} \sum_{i=1}^K (q_{н_i}^* - q_{н_i}^*)^2; \quad (4.50)$$

$$\sigma_{q_{н}^*} = \sqrt{D_{q_{н}^*}}, \quad (4.51)$$

де  $K$  – кількість насосів у групі, яка розглядається.

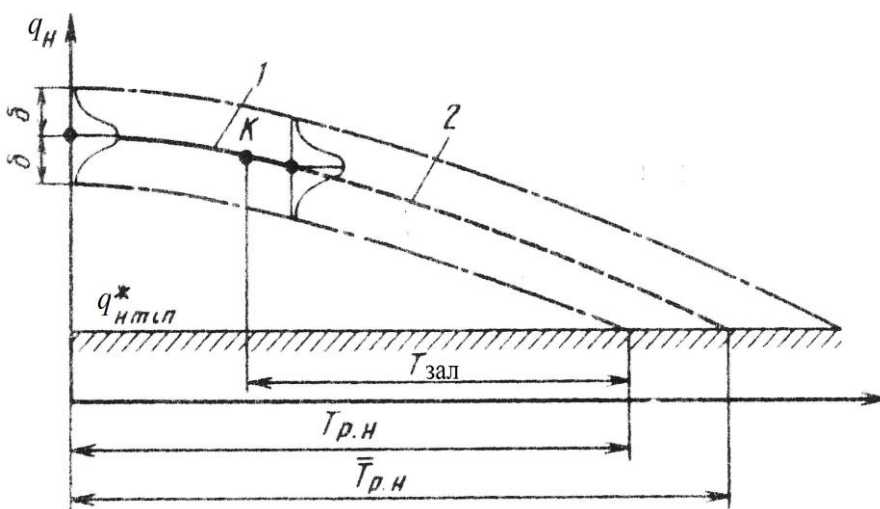


Рисунок 4.5 – Залежність подачі насоса від напруцювання: 1 – за даними експлуатації; 2 – за даними прогнозування

5. Задаємося ймовірністю відпрацювання насосом призначеного ресурсу  $P^* = (T_{рп})$ . Для більшості типів насосів  $P^* = (T_{рп})$  лежить у межах 0,990 ... 0,995.



Приймаємо, що експериментальна реалізація подачі насоса всередині окремих груп відбувається за нормальним законом розподілення, визначаємо верхню і нижню границі статистичного розподілення, яке розглядається. Довірче відхилення  $\delta$  отриманої математичної моделі статистичного розподілення у вигляді (4.48) визначається як

$$\delta = \sigma_{q'} k_q, \quad (4.52)$$

$$\text{де } \sigma_{q'} = \frac{1}{N+1} \sum_{j=0}^N \sigma_{q'_j}.$$

Параметр  $k_q$  знаходять з таблиць функцій Лапласа:  $\Phi(k_q) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x e^{-\frac{z^2}{2}} dz$ ,

приймаючи, що  $2\Phi(k_q) = P(|X - a| < \sigma k_q) = P^*(T_{\text{рп}})$ .

6. На графік  $q_n^*(t)$  наносять верхню та нижню довірчі границі. Точку перетину  $q_n^*(t)$  з полем допуску на подачу  $q_n^*(t)$  насоса при експлуатації визначаємо як

$$T = \left( \frac{q_{n0}^* - q_{n\min}^*}{B_0} \right)^{1/\beta}. \quad (4.53)$$

З урахуванням зміщення нижньої довірчої границі ресурс насоса, який буде ним відпрацьований з ймовірністю  $P_{\text{рп}}^*$

$$T_{\text{рп}} = \left( \frac{q_{n0}^* - |q_{n\min}^* + \delta|}{B_0} \right)^{1/\beta}. \quad (4.54)$$

**4.4.5. Прогнозування залишкового ресурсу.** Таке прогнозування для гідроагрегата може бути здійснено на підставі використання апроксимуючої функції, яка відображає зміну в часі його діагностичного параметра, що визначає його технічний стан. До таких діагностичних параметрів можна віднести подачу  $q_n$  для насоса, внутрішні витоки для гідророзподільника, зовнішні витоки для ущільнення штока гідроциліндра тощо. Вибір діагностичного параметра, за яким може бути здійснено прогнозування залишкового ресурсу гідроагрегата, є достатньо складною та відповідальною задачею, яка повинна розв'язуватися індивідуально у кожному конкретному випадку.

Як апроксимуючу функцію для прогнозування залишкового ресурсу гідроагрегатів рекомендується використовувати степеневу функцію (4.35), параметри якої описуються за результатами періодичного контролю діагностичних

параметрів або дослідження технічного стану агрегатів, знятих з експлуатації. У цьому випадку залишковий ресурс агрегату, який може бути ним відпрацьований з нормованою ймовірністю  $P^*$ , буде

$$T_{\text{зал}} = \left[ \left( Z'(t_k) - |Z_d^* + \delta_Z| \right) / B_c \right]^{1/\beta}, \quad (4.55)$$

де  $Z'(t_k)$  – значення діагностичного параметра  $Z$  в момент часу  $t_k$ ;  $Z_d^*$  – допустиме значення діагностичного параметра, яке визначається технічними умовами;  $\delta_Z$  – довірче відхилення, яке визначається з урахуванням дисперсії  $D_Z$  розподілення параметра  $Z$  та значення нормованої ймовірності відпрацювання ресурсу  $P^*$ .

Для більшості гідроагрегатів значення  $P^* = 0,85 \dots 0,95$  залежно від впливу технічного стану агрегату працездатність гідроприводу машини.

Для визначення  $T_{\text{заб}}$  необхідно на криву математичного очікування зміни діагностичного параметра  $\bar{Z}(t)$  (рис. 4.6) нанести точку  $K$ , яка відповідає виміряному значенню параметра  $Z'(t_k)$  в момент контролю, і по осі абсцис знайти значення  $T_{\text{заб}}$  як відстань по осі напрацювання від точки  $K$  до точки перетину нижньої (або верхньої) довірчої границі функції  $\bar{Z}(t)$  з лінією, яка визначає поле допуску на зміну параметра  $Z$  при експлуатації.

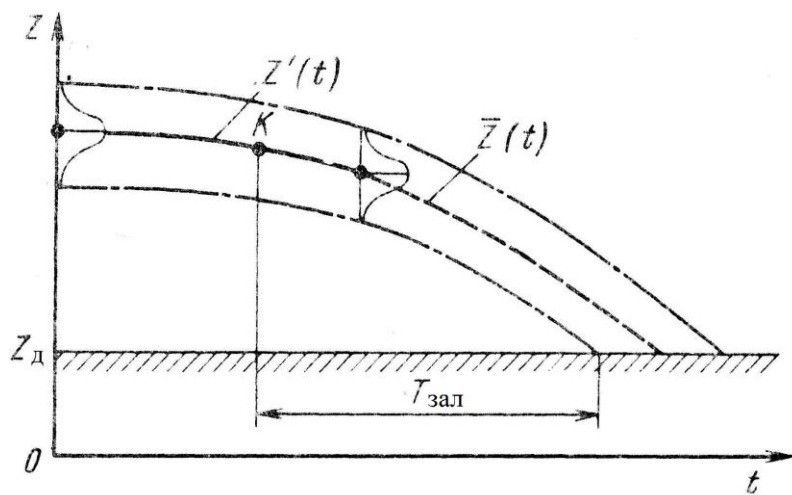


Рис. 4.6 – Визначення залишкового ресурсу насоса з використанням кривої прогнозування зміни його подачі

#### 4.5. Вимірювально-діагностичне обладнання фірми PARKER

Вимірювання гідравлічних параметрів та їх аналіз є основою надійного виявлення та усунення несправностей при експлуатації гідрофікованого обладнання. Вимірювальні прилади забезпечують вимірювання, індикацію та реєстрацію на ПК аналогових значень тиску, його піків, перепадів тиску, температури робочої рідини в гідравлічному баці та окремих вузлах гідравлічного приво-

ду, частоти обертання насосів і гідромоторів, а також електричних параметрів живлення та керування пристроїв електроавтоматики (пропорційних електромагнітів гідророзподільників, редуційних і запобіжних клапанів). Слід зазначити, що висока швидкість запису вимірювальних параметрів та мала похибка вимірювання приладів підвищує достовірність аналізу роботи гідроприводу у статичному та динамічному режимах навантаження.

Фірма PARKER [1] виробляє мініатюрний комплекс вимірювально-діагностичного обладнання для гідроприводу мобільних машин – Parker Senso-Control, Diagnostic Test, Equipment for Hydraulics, рис. 4.7, до якого входять більш ніж 120 виробів. Вона також надає послуги з калібрування приладів, які виготовляються, з видачею відповідних сертифікатів відповідно до ISO 9001.

Систематизована номенклатура та функціональні можливості вимірювальних пристроїв фірми PARKER наведено в табл. 4.5. Зауважимо, що висока міцність приладів, малі габарити і маса, а також надійність та тривалий час служби при високій інформативності є передумовою для оснащення комплексами вимірювально-діагностичного обладнання фірми PARKER підприємств, які займаються ремонтом, експлуатаційними спостереженнями та модернізацією гідроприводу мобільних машин різного призначення.

Цифровий манометр Service Junior, рис. 4.8, призначено для вимірювання та перегляду тиску з фіксацією його максимального значення. На дисплеї манометра зображено: штрихову шкалу 1; штрихову шкалу 2; із зазначенням фактичної величини тиску в одиницях МПа, Bar, psi та їх похідних; індикатор зарядки батарей 3 (дві батарейки по 1,5 В); цифрову шкалу максимального або мінімального тиску, який вимірюється, або максимального тиску для манометра, який використовується (повна шкала).

Функціональне клавішне меню містить:

ON/OFF – ввімкнення/вимкнення манометра та підсвічування шкали;

MIN/MAXFS – мінімальне/максимальне значення або повна шкала;

MENU ZERO – автоматичне відключення, вибір одиниць і коректування нуля;

RESET OK – видалення мінімального/максимального значення, підтвердження функцій меню.

Цифровий манометр у виконанні ServiceJunior wireless забезпечує передавання вимірюваних даних за допомогою вбудованої антени через радіоінтерфейс на відстань до 150 м і запис на ПК, табл. 4.6.

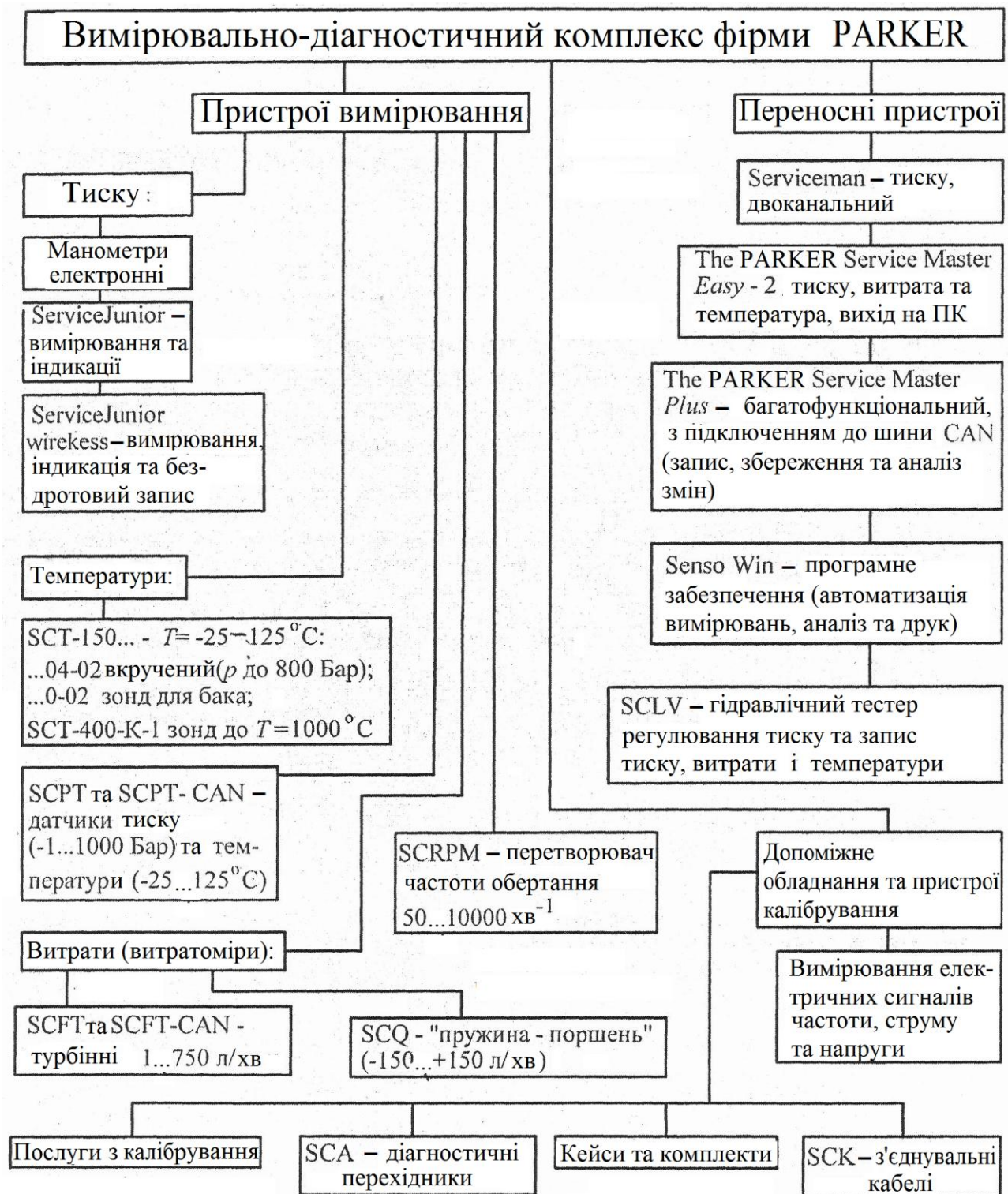


Рисунок 4.7 – Структурна схема пристроїв вимірювання та діагностики фірми PARKER

Таблиця 4.5 – Функціональні можливості вимірювальних пристроїв фірми PARKER

Параметри	Вимірювання та індикація		Пристрої з пам'яттю вимірюваних параметрів		
	Service-Junior	Service-man	ServiceJunior wireless	Service Master Easy	Service Master Plus
Індикація вимірюваних значень $p$	Φ-min/ max- З.П.	Φ- min/ max	Φ- min/ max- З.П.	Φ- min/ max повна шкала	Φ- min/ max- З.П.
Кількість каналів індикації	–	2	–	4	≥ 6 плюс додатковий канал
Піки $p$	10 мс	2 мс	10 мс	1мс/0,25мс	1мс/0,1 мс
Вимірювання $\Delta p = p_1 - p_2$	–	+	–	+	+
Живлення	Батарея	Ак.+зовн.	Батарея	Ак.+зовн.	Ак.+зовн.
Інтерфейс	–	(+)	USB	USB	USB/ Ethernet
Онлайн-функція	–	(+)	–	+	+
Запис	–	–	+	+	+
Роз'єми:					
Тиску	+	+	+	+	+
$T_t / n / q$	–	+	–	+	+
Електричних сигналів	–	(+)	–	(+)	+
Датчик СВ	–	(+)	–	(+)	+
Датчик для шини CAN	–	–	–	–	–

Примітка. Скорочення: Φ- min/max- З.П. – фактичне – мінімальне/максимальне значення, запам'ятовування пікового значення; Ак. + Вн – акумулятор та зовнішнє живлення;  $p / T_t / N / q$  – датчики тиску/температури/частоти обертання/витрати; СВ – сторонні виробники; + – серійна комплектація; (+) – опція.

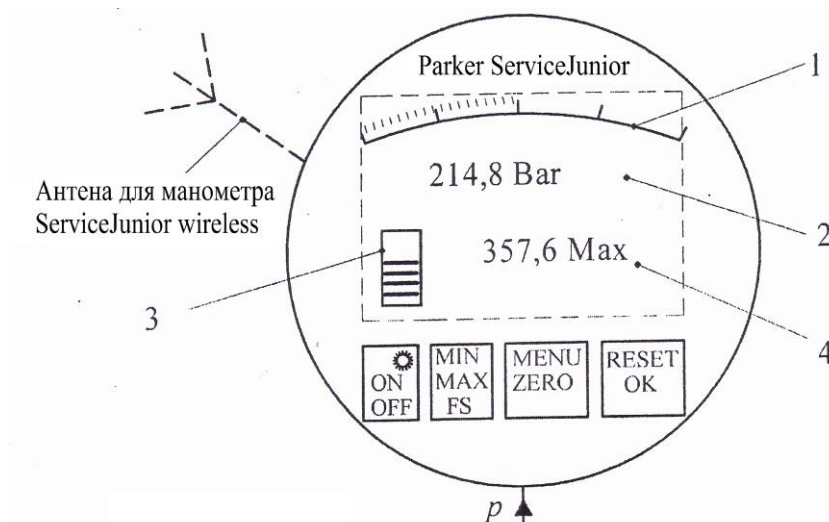


Рисунок 4.8 – Дисплей цифрового манометра ServiceJunior фірми PARKER

Таблиця 4.6 – Технічна характеристика цифрових манометрів ServiceJunior wireless

Параметри, розмірність	Типорозмір ServiceJunior wireless – SCJL				
Діапазон виміру тиску, Bar (Бар)	-1...16	0...100	0...400	0...600	0...1000
Макс. тиск, Bar	40	200	800	1200	1500
Тиск розриву, Bar	50	800	1700	2200	2500
Тип перетворювача	Керамічний	DMS			

Технічні характеристики цифрових манометрів:

- частота вимірювання – 10 мс;
- точність вимірювання – нормальна/максимальна 0,25 %/0,5 % від повної шкали;
- АЦП на 12 біт;
- роздільна здатність – 4096 кроків;
- вихідна зовнішня різьба – 1/4" BSPP;
- маса – 0,54 кг;
- діаметр 79 мм і ширина 33 мм, виготовлений з цинкового сплаву із захисним гумовим кожухом;
- індикатор являє собою рідкокристалічний дисплей розміром 50 × 34 мм, висота цифр – 15 мм;
- температура оточуючого середовища від –10 °С до +50 °С, температура зберігання від –20 °С до +60 °С, максимальна температура робочої рідини до 80 °С;
- ступінь захисту – IP67 (EN60529);

- відносна вологість – до 85 %;
- вібрація – ІЕС 60068-2-6/10–500 Гц, 5 г;
- ударне навантаження ІЕС 60068-2-29/25 г, 11 мс;
- вимірювання піків тиску з частотою 10 мс;
- зміна навантаження (106) – 100.

Переносний прилад Serviceman моделі SCM, рис. 4.9, *а*, призначений для вимірювання тиску від двох перетворювачів або перепаду (різниці) тиску між ними, а також порівняння вимірюваних значень із заданими. Малі габарити і маса приладу дозволяють використовувати його у системах діагностування гідроприводів мобільних машин. На передній панелі приладу розташовані:

- дисплей з індикацією двох перетворювачів тиску;
- INP1/2 – вибір сигналу від датчика INP1 або INP2;
- ON/OFF – ввімкнення/вимкнення приладу;
- (1-2) – індикація перепаду тиску;
- PRINT – передача даних на ПК для друку;
- RESET – видалення даних індикації INP1 або INP2;
- MAXMIN – вибір мінімального/максимального значення тиску;
- ZERO – коректування нуля;
- INP1 і INP2 – входи перетворювачів, які мають п'ять контактів та заціпку;

• 24 В – роз'єм для блоку живлення або автомобільного адаптера SCK-318-05-21;

- RS 232 – інтерфейс ПК моделі SCM-152-2-02.

Переносний прилад The Parker Servic Master Easy, рис. 4.9, *б*, призначено для вимірювання тиску, витрати і температури робочої рідини. Малі габарити і маса приладу дозволяють використовувати його у системах діагностування гідроприводів мобільних машин. На передній панелі приладу розташовані:

• А – показчик робочої напруги 11–30 VDC для підключення блоку живлення SCSN-450 з перетворювачем напруги змінного струму 110/220 В у постійну напругу 15 В або автомобільного адаптера SCK-318-05-21;

- В роз'єми 11–14 для підключення перетворювачів;
- С – гніздо підключення ПК (USB);
- D і E – дисплей і клавіатура, відповідно;
- ON/OFF – режими ввімкнення/вимкнення приладу;
- OK – підтвердження функції/значення;
- STOP/ESC – режими стоп/вихід;
- ZERO IN1=IN2 – коректування нуля, синхронізація значень різниці;



- MEM SET – налаштування пам'яті (головне меню – налаштування приладу);
- DISPL, LINE індикація мінімального/максимального/фактичного значення або всієї шкали, налаштування дисплея;
- REC – збереження виміряного значення;
- RESET MIN/MAX – видалення екстремальних значень;
- вибір функції/значення за допомогою кнопок, позначених стрілками.

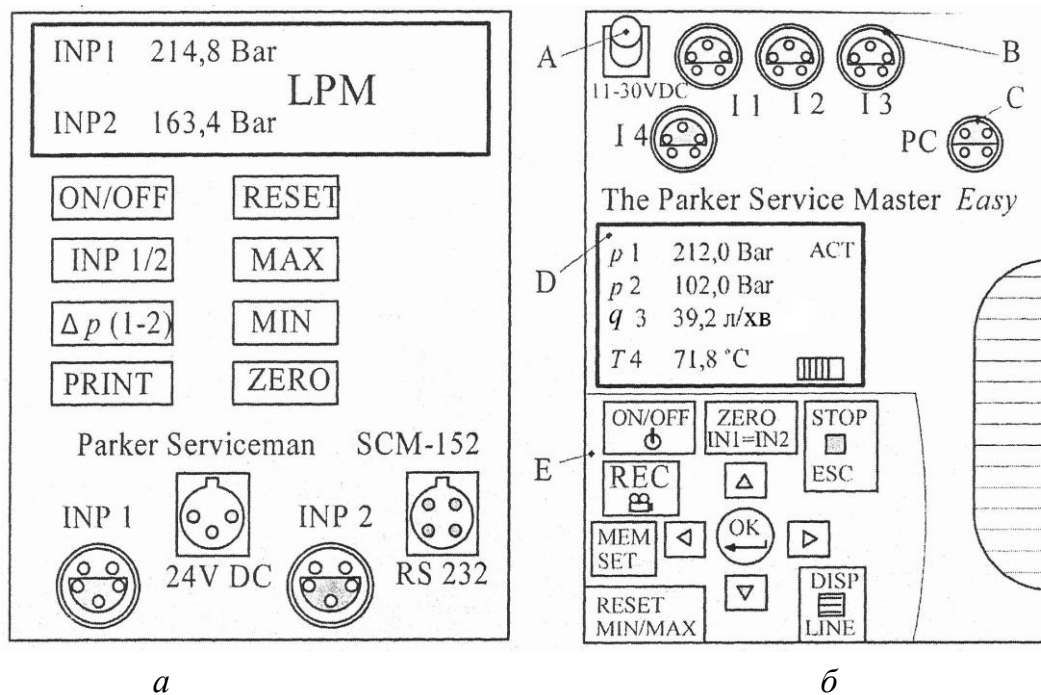


Рисунок 4.9 – Лицьові панелі переносних приладів Serviceman фірми PARKER:  
 а – модель SCM, б – модель The Parker Service Master

На рис. 4.10 наведено приклад обробки вимірів із зазначенням фактичних коливань пульсуючого тиску в гідроприводі і нанесеними за допомогою приладу Parker Servic Master Easy жирними лініями екстремальних значень тиску Max і Min.

На рис. 4.11 показано перетворювачі (датчики) та наведено їх умовні позначення:

а – комбіновані датчики тиску/температури SCPT для вимірювання тиску в діапазоні від 0,1 до 100 МПа і температури від –25 до +105 °С. Аналогічні технічні характеристики мають датчики SCPT-CAN;

б – датчики температури вкрутного виконання SCT-150-04-02, які призначені для вимірювання в діапазоні температури від –25 до +105 °С при тиску робочої рідини в гідроприводі до 63 МПа;

в – зонд SCT-150-0-02 для вимірювання температури робочої рідини у гі-



дравлічному баку в діапазоні температури від  $-25$  до  $+70$  °С, який використовується разом з перетворювачем сигналів SCTA-400-02;

z – термоелементний датчик SCT-400-K-01 для вимірювання температури до  $+1000$  °С;

δ – датчик SRPM, який дозволяє безконтактне і контактне (за допомогою вставного перехідника) вимірювання частоти обертання.

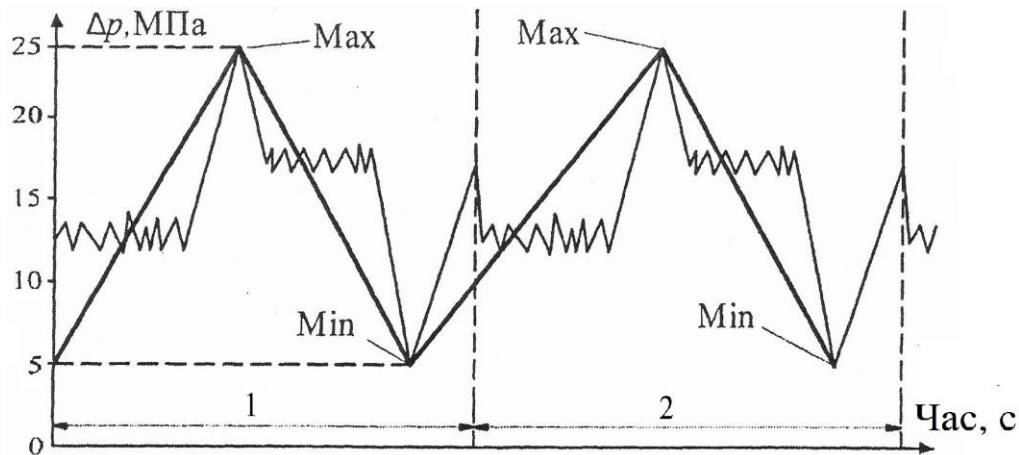


Рисунок 4.10 – Запис і позначення екстремальних тисків в гідروприводі за допомогою приладу Parker Servic Master Easy

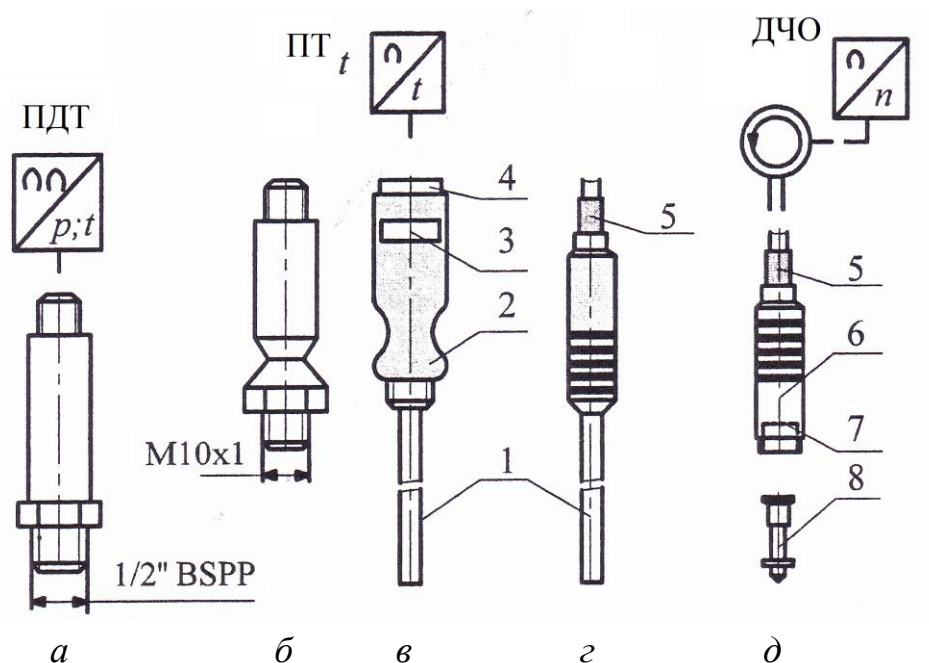


Рисунок 4.11 – Номенклатура перетворювачів (датчиків) тиску

Основними конструктивними елементами датчика є зонд 1, ручка 2, виготовлена з матеріалу Derlin, фірмова табличка з позначенням датчика, рознім 4 (п'ятиконтактний), кабель з оболонкою 5 довжиною 3 м і подовжувачем до 5 м.

В корпусі датчика 6 частоти обертання, рис. 4.11, д, виконана розточка 7, в яку встановлюється перехідник 8 для контактного вимірювання частоти обертання.

Гідравлічний тестер SCFT (блок SCFT, рис. 4.12, табл. 4.7), що призначений для вимірювання витрати так званим “турбінним” методом, приєднується за допомогою спеціальних перехідників перетворювачів тиску і температури робочої рідини.

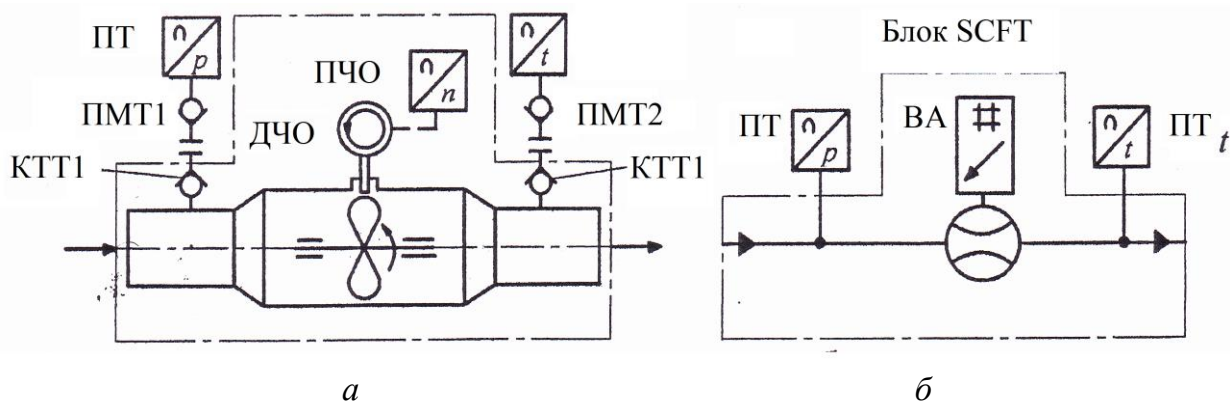


Рисунок 4.12 – Турбінний витратомір моделі SCFT фірми PARKER: а – напівко-  
нструктивна схема; б – схема гідравлічна принципова

До складу тестера входять витратомір ВА з датчиком частоти обертання ДЧО і перетворювач частоти ПЧО та контрольні точки КТТ1 і КТТ2, які вкручені в корпус тестера. За допомогою перехідних муфт датчика ПМТ1 і ПМТ2 монтуються перетворювачі тиску ПТ і температури ПТ<sub>t</sub>. Використання КТТ і ПМТ дозволяє монтувати перетворювачі без ризику розгерметизації гідросистеми.

Таблиця 4.7 – Технічна характеристика гідротестера моделей SCFT та SCFT-CAN фірми PARKER

Параметри і розмірність	015	060	150	300	600	750
Витрата, л/хв	1...15	3...60	5...150	8...300	15...600	20...750
Похибка (±%) ПШ / IR при 21 сСт	1,0 ПШ	1,0 IR	1,0 IR	1,0 IR	1,0 IR	1,0 IR
Робочий тиск, МПа	35	35	35	35	29	40
Різьба з'єднань (А-В)	1/2"	3/4"	3/4"	1"	1-1/4"	1-7/8"
Перепад тиску, МПа	0,15	0,15	0,15	0,4	0,5	0,5
Маса, кг	0,6	0,75	0,75	1,2	1,8	2,1

*Примітки:* 1. Тип різьби – BSPP. 2. Похибка при в'язкості робочої рідини в 21 сСт не перевищує 1,0 %: для моделі 015 – від повної шкали ПШ; для інших – від вимірюваного значення (IR – Indicated Reading). 3. Значення перепадів тисків наведені при максимальній витраті.

Гідравлічний тестер SCLV, рис. 4.13 а, табл. 4.8, призначено для автоматизованого дистанційного вимірювання тиску, температури і витрати, а також створення навантаження (тиску) при випробуваннях окремих гідропрстроїв або гідроприводу в цілому. За допомогою тестера SCLV може бути перевірений технічний стан насоса за значенням подачі робочої рідини при фіксованих значеннях її тиску і температури.

До складу тестера входять витратомір ВА з перетворювачем витрати ПВ, перетворювачем тиску ПТ і температури ПТ<sub>t</sub>, пристрій навантаження (клапан тиску КТ) та розривна мембрана МБ для захисту приладу від руйнування при пікових навантаженнях, що перевищують допустимі.

Гідравлічний тестер моделі Hydrotrac, рис. 4.13, б, призначений для візуального контролю при вимірюванні витрати витратоміром ВА, тиску манометром МН і температури термометром Т<sub>t</sub> у діапазонах: 2 ... 360 л/хв, 0,1 ... 35 МПа і 0 ... 90 °С відповідно. Виготовляються 6 типорозмірів виробів залежно від максимальної витрати з шифрами 4121 – 4170 і масою від 7,4 до 13,85 кг.

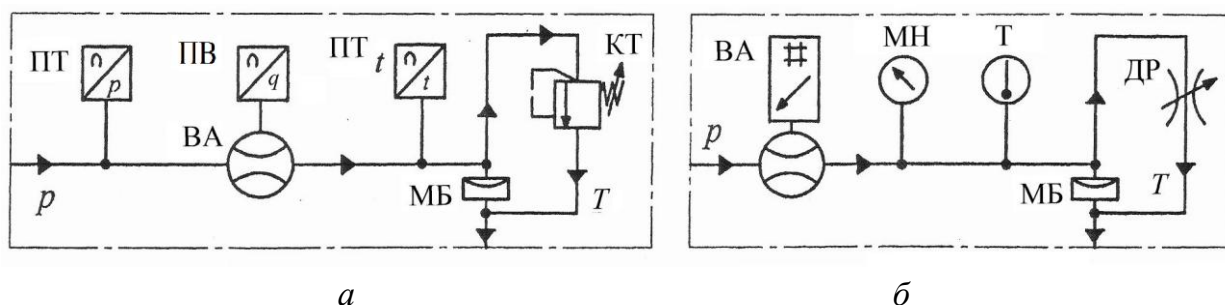


Рисунок 4.13 – Гідравлічні принципові схеми гідравлічних тестерів фірми PARKER: а – модель SCLV; б – модель Hydrotrac

На рис. 4.14 зображено реверсивний витратомір моделі SCQ, в основу роботи якого покладено принцип “пружина – поршень”, коли при течії робочої рідини поршень приладу переміщується пропорційно витраті. Витратоміри випускаються на витрату до 60 і 150 л/ хв. З різьбовими з’єднаннями М24 і М42 відповідно перепад тиску при максимальній витраті не перевищує 0,8 МПа.

Похибка витратоміру не перевищує 2 % від повної шкали при в’язкості 46 сСт. Діапазон в’язкості повинен знаходитися в межах 15 ... 100 сСт.

Переносний монітор (індикатор) стану масла моделі Oilchek з мікропроцесорним керуванням фірми PARKER, рис. 4.15, призначений для порівняння чистого (нового) масла і такого, яке використовувалося. Причому порівняння проводяться за зміною діелектричних властивостей масла однакового типу.

Таблиця 4.8 – Технічна характеристика гідротестера моделі SCGT/SCLV фірми PARKER

Параметри і розмірність	SCFT-150- DRV	SCLV- PTQ-300	SCLV-PTQ- 750
Витрата, л/хв	6...150	10...300	20...750
Похибка ( $\pm\%$ ) ПШ / IR при 21 сСт	1,0	1,0*	1,0*
Робочий тиск, МПа	35	35	40
Розривний для мембрани, МПа	–	42	48
Різьбове з'єднання (А–В)	3/4"BSPP	1"BSPP	1-7/8UNF
Перепад тисків при максимальній витраті і в'язкості 21 сСт, МПа	1,5	0,4	0,5
Маса, кг	4,2	5,5	8,9

Примітка. \*) – при витраті більше 20 л/хв.

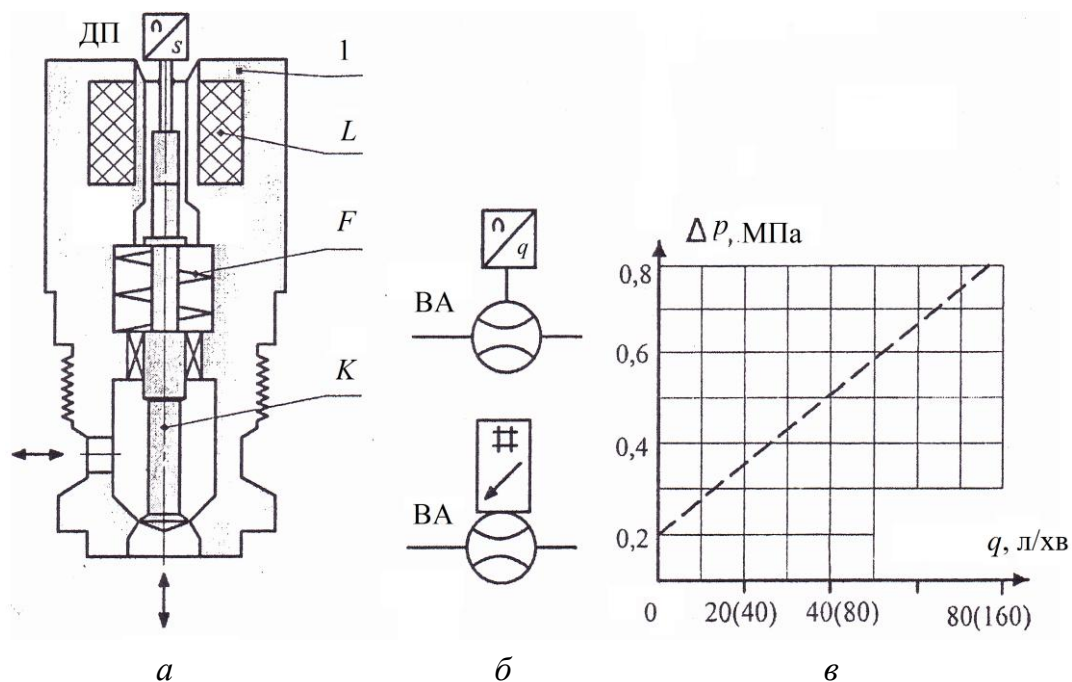


Рисунок 4.14 – Витратомір моделі SCQ фірми PARKER: *а* – конструктивна схема (*1* – корпус; *L* – електромагніт; *F* – пружина; *K* – поршень); *б* – умовне позначення (вгорі з аналоговим вихідним сигналом, внизу з цифровим); *в* – перепадно-витратна характеристика для типорозмірів SCQ-060 та SCQ-150 (витрата вказана в дужках)

Основною галуззю використання таких приладів є станції технічного обслуговування автомобілів, сільськогосподарських та будівельно-дорожніх машин. Цифровий дисплей показує характер зміни діелектричної постійної масла. Аналіз масла зводиться до заливання чистого масла в датчик проби і при натис-

канні на кнопку Test прилад встановлює значення “нуль”. Далі проводять очищення датчика проби знежирюючим розчином та заливають робоче масло. Візуально, за показами кольорового індикатора або цифрового дисплея визначають характер зміни властивостей масла.

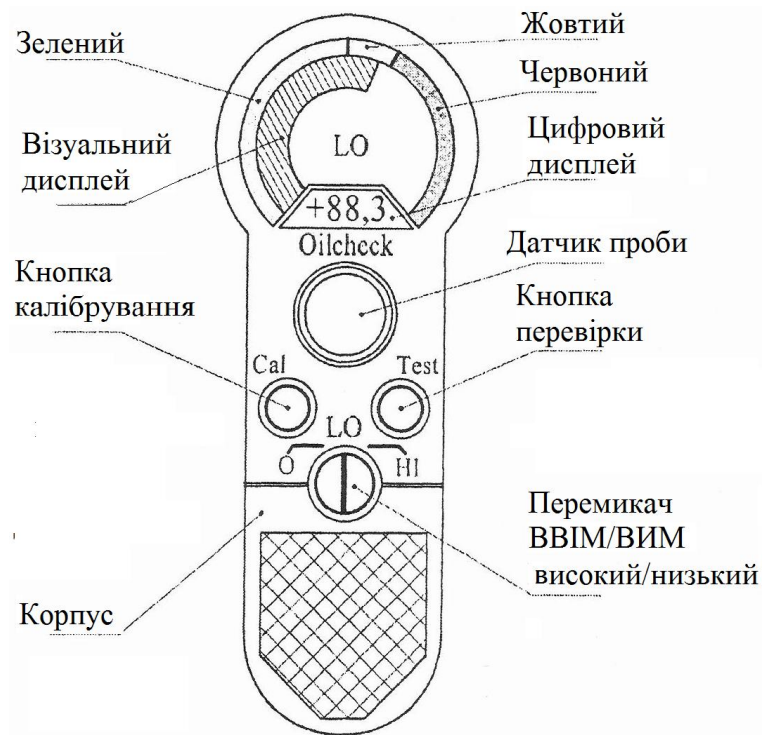


Рисунок 4.15 – Переносний монітор (індикатор) стану масла моделі Oilcheck фірми PARKER

Прилад моделі Oilcheck може бути використаний для аналізу стану мінеральних або синтетичних робочих рідин, які використовуються в системах змащення двигунів, редукторів і підшипників, для виявлення механічного зношування, потрапляння води, забруднення паливом, окислення та будь-якого зниження мастильних властивостей з відхиленням повторення результатів не більш ніж на 5 %. Маса приладу Oilcheck становить 0,4 кг, батареї напругою 9 В мають термін роботи більш за 150 г або 3000 перевірок.

#### 4.6. Оптимізація режимів технічного обслуговування та діагностування гідроприводів машин

Впровадження прогресивних методів діагностування гідравлічних приводів машин при експлуатації пов'язано з вирішенням питань оптимізації режимів їх технічного обслуговування та ремонту. Важливою умовою ефективної експлуатації гідроприводу є скорочення сумарних витрат на утримання у справному стані при забезпеченні постійної продуктивності машини. Можлива й інша постановка задачі: підвищення продуктивності машини та збереження при цьому потрібного рівня витрат на ремонт та обслуговування гідроприводу. В обох



випадках враховуються технічні та економічні показники гідроприводу. Оптимізація цих показників є важливим резервом підвищення ефективності процесу технічного обслуговування та дозволяє організувати оптимальне керування надійністю гідроприводу на стадії експлуатації.

Метою оптимального керування є збільшення ресурсу елементів гідроприводу завдяки мінімізації швидкості зносу при регламентованих витратах на усунення відмов. Вибір оптимального керування обслуговуванням може бути зроблено на підставі узагальненого досвіду експлуатації гідроприводів або за результатами спеціальних експериментальних випробувань, але цей шлях потребує додаткових витрат. Тому у сучасній практиці частіше використовують аналітичні методи, що базуються на математичному моделюванні процесу технічного обслуговування. При цьому у багатьох випадках не потрібно створення повної моделі процесу технічного обслуговування, в якій враховувались би зміни фізичного стану елементів гідроприводу при експлуатації та економічні показники, а можуть бути використані спрощені моделі, призначені для вирішення конкретних практичних задач. До таких задач належить визначення оптимальних значень граничних параметрів зносу елементів гідроприводу, виходячи із заданих часу напрацювання та продуктивності гідроприводу при експлуатації. Завищені граничні значення зносу пар тертя зумовлюють збільшення строку служби (ресурсу) гідроприводу, але при цьому відбувається зниження продуктивності машини внаслідок збільшення витоків рідини через зазори у парах тертя. Зниження граничних значень зносу пар тертя призводить до скорочення ресурсів гідроагрегатів, однак забезпечує високу продуктивність машини протягом усього періоду експлуатації.

Необхідність оптимізації потрібна не тільки при розрахунку граничних значень параметрів зносу, але й при визначенні оптимальних режимів процесу технічного обслуговування. Наприклад, швидкість зносу поверхонь тертя можна знизити шляхом збільшення частоти обслуговування елементів гідроприводу, що пов'язано з додатковими витратами коштів, матеріалів та ін. При цьому збільшується ресурс гідроприводу та знижуються витрати на придбання запасних гідроагрегатів або окремих вузлів гідроприводу.

Роботи з технічного обслуговування гідравлічних приводів машин поділяють на планові (регламентні) та позапланові.

За допомогою планових робіт забезпечується регулярне обслуговування гідравлічних приводів машин у процесі їх нормальної експлуатації, у тому числі виконання робіт зі змащування, заправки робочою рідиною, очищення фільтроелементів, регулювання, перевірки правильності функціонування та ін. Для

агрегатів, що експлуатуються за ресурсом, до планових робіт включаються роботи із заміни агрегатів після відпрацювання встановлених ресурсів. Для агрегатів, технічне обслуговування та ремонт яких здійснюється за станом з контролем параметрів, в планові обов'язково додаються роботи з діагностування для своєчасного визначення передвідмовних станів агрегатів та прогнозування зміни їх технічного стану при експлуатації.

Позапланові роботи, що виконуються при технічному обслуговуванні систем гідроприводів, пов'язані з відновленням працездатності системи при виникненні відмов окремих агрегатів та елементів. До цих робіт відносять пошук агрегату, що відмовив, та встановлення причини відмови, заміна його та подальша перевірка правильності функціонування системи.

**4.6.1. Моделювання процесів відновлення елементів гідроприводу.** Для вирішення питань оптимізації режимів технічного обслуговування та контролю системи гідравлічних приводів широко використовуються різні методи математичного моделювання процесів експлуатації машин, їх технічного обслуговування та ремонту. Моделювання процесів технічного обслуговування та ремонту включає також моделювання процесів відновлення елементів гідравлічного обладнання машини.

Сьогодні застосовують різні методи моделювання процесів відновлення, найбільше поширення одержали методи статистичного моделювання. У цьому випадку процес відновлення будь-якого елемента гідроприводу описується параметром потоку відновлення  $\omega_b(t)$  та функцією потоку відновлення  $\Omega_b(t)$ . При нормальному функціонуванні системи технічного обслуговування спостерігається рівність функцій потоку відмов та потоку відновлення.

Параметр потоку відновлення

$$\omega_b(t) = \sum_{m=1}^{\infty} b_{k_m}(t), \quad (4.56)$$

де  $b_{k_m}(t)$  – щільність розподілення ресурсів конструктивних елементів гідроприводу;  $m$  – кількість змін.

Функція потоку відновлення:

$$\Omega_b(t) = \sum_{m=1}^{\infty} F_{k_m}(t), \quad (4.57)$$

де  $F_{k_m}(t)$  – функція композиції розподілення ресурсів конструктивних елементів гідроприводу до заміни.

Процес відновлення пов'язаний із заміною зношеної деталі гідроприводу

на запасну; при цьому приймається, що ресурс запасної деталі менший за ресурс основної внаслідок її встановлення у зношений гідроагрегат. При загальному процесі відновлення композицію розподілення ресурсів визначають підсумовуванням ресурсів основної деталі з щільністю розподілення  $f_1(t)$  та запасної – зі щільністю  $f_{3.ч}(t)$ . Приймаємо, що запасні деталі встановлюються у гідропривід послідовно, тоді  $f_{3.ч}(t) = b(t) = \dots = f_m(t)$ , а середні значення та дисперсії композиції розподілення ресурсів елементів гідроприводу для будь-якого закону розподілення (нормального, експоненціального та ін.) визначаються підсумовуванням:

$$t_{ксер} = t_{ксер_{m-1}} + t_{3.ч.сер}, \quad (4.58)$$

$$\sigma^2 = \sigma_{k_{m-1}}^2 + \sigma_{3.ч}^2. \quad (4.59)$$

Щільність композицій розподілення ресурсів визначається через інтеграл згортки послідовно для  $m$  замін:

$$f_{k_m}(t) = \int_0^{\infty} f_{3.ч}(t - t_{k_{m-1}}) f_{k_{m-1}}(t) dt. \quad (4.60)$$

При нормальних розподіленнях ресурсів основного елемента та запасної частини щільність розподілення напрацювання до заміни  $m+1$  деталей у випадку загального відновлення визначається формулою

$$f_{k_m}(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi(\sigma_1^2 + m \cdot \sigma_{3.ч}^2)}} \cdot e^{-\frac{(t-t_1-m \cdot t_{3.д})^2}{2(\sigma_1^2 + m \cdot \sigma_{3.ч}^2)}}, \quad (4.61)$$

де  $t_1$  – ресурс основної деталі;  $\sigma_1$  – дисперсія композиції розподілення ресурсу основної деталі;  $t_{3.ч}$ ,  $\sigma_{3.ч}$  – відповідно ресурс та дисперсія композиції розподілення ресурсу запасної деталі (частини).

При невизначених законах розподілення ресурсів основного та запасного гідроприводів щільність композиції розподілення визначають наближеним інтегруванням інтегралу згортки:

$$f_{k_m}(t) \approx \sum_0^{\infty} f_{3.ч}(t_1 - t_m) f_{m-1}(t) \Delta t = \sum_0^{\infty} \Delta F_{k_{m-1}}(t) f_{3.ч}. \quad (4.62)$$

Вираз (4.62) добре узгоджується з процесом відновлення: на інтервалі напрацювання  $\Delta t$  відбуваються перші відмови елементів  $\Delta F_{k_{m-1}}(t) = f_{k_{m-1}}(t) \Delta t$ ; елементи замінюють запасними деталями, відмови яких розподілені на подальшому напрацюванні  $(t - t_m)$  відповідно до щільності розподілення ресурсу запасної частини  $f_{3.ч}(t - t_m)$ . Таким чином, в експлуатації знаходяться декілька груп



запасних деталей, введених у роботу в різний час відповідно до функції  $\Delta F_m(t)$ . Ймовірність декількох замін деталей дорівнює сумі ймовірностей наявності замін в усіх  $\Delta F_m(t)$  групах деталей.

Моделювання процесу відновлення гідроприводу пов'язано з процесом старіння (віком) машини. Це потребує урахування нестаціонарності характеру процесу відновлення деталей, що вийшли з ладу. В цьому випадку функція потоку ремонтів з урахуванням ймовірностей безвідмовної роботи гідроприводу  $P_r(t)$  до граничного стану

$$\Omega_p(t_p) = \int \omega \cdot t \cdot P_r(t) dt. \quad (4.63)$$

Визначені згідно з виразами (4.56), (4.57) та (4.63) залежності  $\omega_b(t)$ ,  $\Omega_b(t)$  та  $\Omega_p(t_p)$  використовуються у подальшому для оптимізації періодичності технічного обслуговування та контролю гідроприводів машин при експлуатації.

**4.6.2. Визначення оптимальної періодичності технічного обслуговування та діагностування гідравлічних приводів.** При визначенні оптимальної періодичності обслуговування гідравлічних приводів машин можуть використовуватися різні критерії. Для гідроагрегатів, відмови яких не пов'язані з небезпекою для людей, доцільно використовувати економічні критерії. Оптимальна періодичність технічного обслуговування для окремих агрегатів  $t_{\text{опт}}$  у цьому випадку може бути визначена з умови досягнення максимального значення співвідношення:

$$\Pi = \{P^*(t)/W_{\text{т.о}}\}, \quad (4.64)$$

де  $P^*(t)$  – необхідний рівень надійності роботи агрегату між технічними обслуговуваннями;  $W_{\text{т.о}}$  – витрати на технічне обслуговування, що включають витрати на планові профілактичні роботи  $W_{\text{пл}}$  та витрати на усунення відмов  $W_{\text{від}}$ .

Оптимальну періодичність виконання робіт з технічного обслуговування можна визначити за рис. 4.16.

У ряді випадків максимальне значення величини  $\Pi$  може визначатися при деяких обмеженнях, наприклад, при забезпеченні мінімальної трудомісткості технічного обслуговування при заданому рівні надійності або максимальній надійності – при заданому рівні трудомісткості.

У тих випадках, коли відмові системи гідроприводу (гідроагрегаті) передують період розвитку несправності (наприклад, зниження тиску в системі внаслідок внутрішньої негерметичності), для визначення оптимальної періодичності

робіт з технічного обслуговування може бути використаний такий метод. Як критерій в цьому випадку застосовується максимум імовірності безвідмовної роботи за час  $t_{p.n}$  розвитку несправності, яка ще не призводить до невідповідності функціонального параметра системи межах технічних умов.

При експоненціальному розподіленні потоку відмов у системі гідроприводу оптимальна періодичність робіт з технічного обслуговування може бути визначена як

$$t_{\text{опт}} = \frac{\ln \lambda_1 - \ln \lambda_2}{\lambda_1 - \lambda_2}, \quad (4.65)$$

де  $\lambda_1$  – інтенсивність виникнення несправностей;  $\lambda_2$  – інтенсивність відмов.

Необхідно зазначити, що вираз (4.65) може бути використано для визначення  $t_{\text{опт}}$  та при наявності інших законів розподілення відмов у системі гідроприводу. Похибки при знаходженні значення  $t_{\text{опт}}$  у таких випадках не перевищують 10...15 %.

На практиці оптимальне значення періодичності проведення робіт з технічного обслуговування та контролю систем гідравлічних приводів машин зазвичай знаходять шляхом побудови залежностей імовірностей виникнення несправностей у системі  $P_H(t)$ , ймовірностей виникнення відмови  $P_{\text{від}}(t)$  та ймовірностей безвідмовної роботи системи при наявності несправностей  $P_{H,\text{від}}(t)$  від часу  $t$  (рис. 4.17).

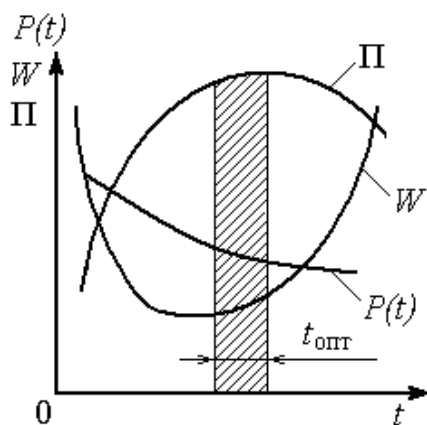


Рисунок 4.16 – Залежність параметрів  $P(t)$ ,  $W$  та  $\Pi$  від напруження

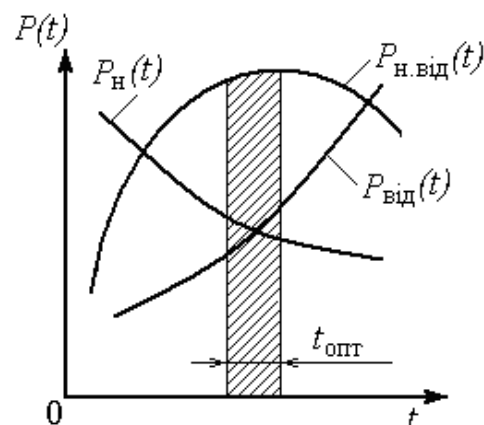


Рисунок 4.17 – Схема для визначення періодичності проведення технічного обслуговування

Отримані розрахункові значення оптимальної періодичності робіт з технічного обслуговування і контролю системи гідроприводу та його окремих агрегатів слід розглядати як бажані, що необхідно враховувати при визначенні

періодичності технічного обслуговування машини в цілому, оскільки роботи з обслуговування системи гідроприводу повинні бути пов'язані з визначеним видом технічного обслуговування машини.

Знаходження оптимальних параметрів процесу технічного обслуговування, як і будь-яка задача оптимізації, складається з трьох етапів: *визначення виду цільової функції, виду параметрів, що варіюються, та складання методики оптимізації*. Як цільова функція або критерій оптимізації рекомендується приймати коефіцієнт сумарної питомої вартості  $C_{\text{сум}}$ . Однак цей показник визначається трьома іншими: вартістю усунення відмови  $C_{\text{від}}$ , що зумовлюється використанням ресурсу  $t_p$ ; вартістю виконання технічного обслуговування  $C_{\text{обс}}$  з періодичністю  $t_{\text{обс}}$ , а також вартістю компенсації середніх питомих втрат  $C_k$ , що виникають внаслідок зносу деталей. Тому більш правильною буде методика оптимізації, що враховує три критерії. У більшості випадків необхідно залежно від обмежуючих умов або ранжувати ці три критерії, або скласти який-небудь узагальнений критерій. При цьому рекомендується використовувати методи багатокритеріальної оптимізації.

При розгляді оптимізації технічного обслуговування гідроприводів машин головною задачею є вибір параметрів, що підлягають оптимізації. В багатьох випадках такими параметрами є ресурс гідроагрегата та швидкість зносу його елементів.

Збільшення ресурсів гідроагрегатів приводить до скорочення кількості ремонтів за строк експлуатації, а отже, й до зменшення використання запасних частин. Збільшення ресурсів агрегатів можна досягти шляхом збільшення гранично допустимого зносу та зниження середньої швидкості зносу. Однак підвищення граничного значення зносу приводить до збільшення витоків через зазори між з'єднаними поверхнями, а отже, – до зниження продуктивності машини. З іншого боку, зниження швидкості зносу може бути забезпечено при збільшенні частоти проведення технічних обслуговувань, що веде до відповідного збільшення затрат.

Важливим питанням у проблемі оптимізації є вибір її методу. Якщо процес технічного обслуговування може бути змодельованим системою диференціальних або алгебричних рівнянь, що розв'язуються відносно параметрів оптимізації (ресурсу  $t_p$  та швидкості зношування  $u$ ), то до цієї системи  $n$  рівнянь додають ще рівняння цільових функцій. Сумісне рішення цієї системи з урахуванням обмежень, зумовлених особливостями процесу зносу, а також економічними міркуваннями, дає можливість отримати рішення, оптимальні для зада-

них умов. Для зменшення трудомісткості розрахунків бажано заздалегідь визначити межі зміни параметрів, що варіюються. Їх можна визначити шляхом проведення попередніх експериментальних випробувань або апріорним шляхом. Зменшивши діапазон пошуку оптимальних параметрів, можна скоротити трудомісткість розв'язання задачі оптимізації.

Розглянемо декілька методів рішення задачі вибору оптимальних параметрів процесу технічного обслуговування гідроприводів машин.

*Метод головного критерію.* Використання цього методу передбачає виділення із середовища групи частинних критеріїв  $C_{\text{від}}$ ,  $C_{\text{обс}}$ ,  $C_{\text{к}}$  основного (головного) критерію, наприклад  $C_{\text{від}}$ . Тоді за критерієм  $C_{\text{від}}$  виконується пошук оптимальних параметрів, а на останні накладається обмеження у вигляді нестрогих ймовірностей:  $C_{\text{обс}} \leq C_{\text{обс}}^*$ ;  $C_{\text{к}} \leq C_{\text{к}}^*$  (тут  $C_{\text{обс}}^*$  та  $C_{\text{к}}^*$  – нормовані значення  $C_{\text{обс}}$  та  $C_{\text{к}}$ ).

Недоліком цього методу оптимізації є те, що в ряді випадків мінімальне значення  $C_{\text{від}}$  може бути опущено внаслідок того, що обмеження на другорядні критерії  $C_{\text{обс}}$  та  $C_{\text{к}}$  можуть набути домінуючого значення.

*Метод узагальненого критерію.* У цьому випадку використовується не один критерій, а згортка окремих критеріїв. Метод передбачає використання одного критерію замість декількох. Позначимо його через  $C_{\text{сум}}$ . Тоді  $C_{\text{сум}} = \alpha_1 C_{\text{від}} + \alpha_2 C_{\text{обс}} + \alpha_3 C_{\text{к}}$  (тут  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$  – коефіцієнти, що визначають ступінь кожного критерію в основній сумі). Основною складністю у використанні такого методу є визначення значень цих коефіцієнтів.

У ряді випадків використовують такий прийом. Приймаючи  $\sum \alpha_i = 1$  та задаючись приблизним співвідношенням, отримують критеріальну згортку. Значення  $\alpha_i$  вибирають залежно від важливості відповідного критерію. Якщо при плануванні строків проведення технічного обслуговування гідроприводів відомі співвідношення між величинами  $C_{\text{від}}$ ,  $C_{\text{обс}}$  та  $C_{\text{к}}$ , то, відобразивши їх у вигляді пропорцій, легко отримати значення коефіцієнтів.

*Лексиграфічна постановка задачі оптимізації.* Перераховані способи усунення невизначеностей при пошуку параметрів оптимізації не дають точної та визначеної інформації, але можуть бути використані при розв'язанні частинних задач. Більш досконалим є лексиграфічна постановка задачі оптимізації.

При використанні цього методу на першому етапі відбувається строге ранжування критеріїв, а саме виділяється головний та другорядний критерії. На

другому етапі вирішується задача мінімізації цільової функції з урахуванням того, що є область оптимальних параметрів (якщо рішення задачі не єдине). Потім на третьому етапі на безлічі оптимальних параметрів, вибраних за першим критерієм, визначається область оптимальних параметрів, що відповідають другому критерію. Кількість наступних етапів відповідає кількості частинних критеріїв.

Застосовно до процесу технічного обслуговування гідроприводів лексиграфічна задача оптимізації може бути сформульована так. Визначається область оптимальних параметрів для критерію  $C_{\text{від}}$ , з якої виділяється область параметрів, що відповідають мінімальному значенню другорядного критерію  $C_{\text{обс}}$ . При цьому дотримується умова  $C_{\text{від } 2} \leq C_{\text{від } 1}$  (тут  $C_{\text{від } 1}$  та  $C_{\text{від } 2}$  – значення основного критерію, отримані в результаті оптимізації відповідно на першому та другому етапах пошуку оптимальних параметрів). Після звуження області пошуку знову вирішується задача оптимізації, але з урахуванням критерію  $C_k$ , що залишився. На третьому етапі оптимізується система за критерієм  $C_k$ ; при цьому на задачу оптимізації накладаються такі обмеження:  $C_{\text{від } i+1} \leq C_{\text{від } i}$ ;  $C_{\text{обс } i+1} \leq C_{\text{обс } i}$  (значення критеріїв з індексами  $i$  та  $i+1$  відповідають результатам оптимізації, отриманим на даному та попередньому етапах оптимізації).

На заключному етапі отримуємо єдине рішення або безліч оптимальних рішень для розглянутих параметрів (ресурсів гідроагрегату та швидкості зносу). При наявності безлічі рішень можна продовжити пошук оптимальних параметрів, але для цього необхідно ввести нові частинні критерії.

*Оптимізація параметрів технічного обслуговування гідроприводів в умовах компенсації частинних критеріїв.* У попередніх випадках розглядалась задача оптимізації процесу технічного обслуговування без компенсації зменшення ряду частинних критеріїв. Однак можлива постановка задачі, коли припускається деяке зменшення значень частинних критеріїв за умови їх компенсації в результаті збільшення значення інших. Якщо така компенсація не зменшує ефективності усього процесу, то вона цілком припустима. При використанні цього методу величина припустимої компенсації оцінюється коефіцієнтом заміщення  $\beta$ .

Припустиме зменшення визначається добутком  $\beta \cdot \Delta$  (тут  $\Delta$  – відносне значення зменшення одного критерію відносно іншого). Наприклад, два будь-яких частинних критеріїв пов'язані співвідношенням

$$\beta = dJ_i / dJ_j, \quad (4.66)$$

де  $J_i$  та  $J_j$  – частинні критерії ( в даному випадку  $C_{\text{від}}$ ,  $C_{\text{обс}}$  або  $C_{\text{к}}$  ).

Наступним важливим етапом при застосуванні цього методу оптимізації є складання рівняння зв'язку.

Розглянемо як приклад визначення значення  $\beta$  при наявності наступного рівняння зв'язку між критеріями  $C_{\text{від}}$  та  $C_{\text{обс}}$ :

$$F(C_{\text{від}}, C_{\text{обс}}) = \text{const.} \quad (4.67)$$

Продиференціювавши вираз (4.19), отримаємо:

$$\frac{\partial F(C_{\text{від}}, C_{\text{обс}})}{\partial C_{\text{від}}} dC_{\text{від}} + \frac{\partial F(C_{\text{від}}, C_{\text{обс}})}{\partial C_{\text{обс}}} dC_{\text{обс}} = 0. \quad (4.68)$$

Звідси отримаємо:

$$\beta = \frac{\partial F(C_{\text{від}}, C_{\text{обс}}) / \partial C_{\text{обс}}}{\partial F(C_{\text{від}}, C_{\text{обс}}) / \partial C_{\text{від}}}. \quad (4.69)$$

Наведений метод також оснований на визначенні вигляду узагальненого критерію  $F(C_{\text{від}}, C_{\text{обс}}, C_{\text{к}})$  та коефіцієнтів, що враховують частину кожного критерію.

Для вибору найбільш ефективного методу оптимізації необхідно використовувати такі критерії:

- зручність використання діалогу між особою, яка приймає рішення та ЕОМ;
- легкість опанування логікою методу;
- довіра особи, яка приймає рішення, до кінцевого розв'язку як до найкращого;
- швидкість сходження процесу (кількість необхідних ітерацій);
- час розрахунку;
- корисність для особи, яка приймає рішення, інформації, яка отримана в процесі розв'язку задачі.

Сучасні методи оптимізації базуються на використанні чотирьох основних процедур організації діалогу між особою, яка приймає рішення, та ПК:

- процедур, які використовують повідомлення особи, яка приймає рішення, про значення ваги критеріїв. Ці процедури названі параметричними методами. Вони найбільш прості з адаптивних діалогових (між особою, яка приймає рішення та ПК) методів багатокритеріальної оптимізації. Однак при нелінійних функціях критеріїв в особи, яка приймає рішення, виникають труднощі у визначенні ваги критеріїв, що дещо знижує цінність цих методів;

- процедур, які використовують повідомлення особи, яка приймає рі-

шення, про порівнянню важливість критеріїв. Вони використовуються в адаптивних сіткових методах, які знайшли широке застосування у розв'язанні задач багатокритеріальної оптимізації гідроагрегатів та їх елементів;

- процедур з використанням комбінованих форм подання додаткової інформації.

Усі задачі багатокритеріальної оптимізації поділені на три класи. При розв'язку задач першого класу на кожному кроці діалогу особа, яка приймає рішення, повідомляє порівняльні значення критеріїв, тобто зазначає свої вагові уявлення про важливість критеріїв. При цьому шукається розв'язок, при якому функціонал, отриманий агрегуванням багатьох критеріїв в один, мінімізується. Адаптивність процедури полягає у швидкому отриманні розв'язку на попередніх кроках діалогу. Процедури цього класу задач найбільш прості. Однак при нелінійних функціях критеріїв в особи, яка приймає рішення, виникають труднощі при визначенні та корегуванні ваг критеріїв. Крім цього, одним із суттєвих недоліків розв'язку задач даного класу є припущення, що якість розв'язку можна оцінювати за допомогою одного критерію.

При розв'язку задач другого класу особа, яка приймає рішення, встановлює деякі рівні критеріїв. Наприклад, якщо значення цільових критеріїв  $\gamma_i (i=1, \dots, K)$ , розв'язується задача особою, яка приймає рішення; змінюючи значення цілі, здійснює цілеспрямований пошук найкращого розв'язку, одночасно отримуючи інформацію про значення локально-оптимальних рішень.

$$\sum_{i=1}^K [\gamma_i - \Phi(X)]^2 \rightarrow \min, X \in D. \quad (4.70)$$

Замість (4.70) можуть бути використані й інші алгоритми. При цьому вони всі передбачають діалог особи, яка приймає рішення, з ПК, в ході якого ця особа може уточнити алгоритм, додавши обмеження, здійснити їх коректування або перевести критерії в обмеження з одночасним уточненням їх граничних значень. До цього класу належить і метод послідовних поступок.

До третього класу задач належать комбінації задач першого та другого класу.

Слід зазначити, що одним із сучасних методів багатокритеріальної оптимізації систем гідроприводів є метод дослідження параметрів простору, характерною особливістю якого є систематичний перегляд багатовимірних областей, де як пробні точки використовуються точки рівномірно розподілених послідовностей ( $ЛП_\tau$ -послідовностей).

### **Запитання для самоконтролю**

1. Перелічіть задачі які виконують вбудовані системи діагностування гідроприводів.
2. Які функції у вбудованих системах технічного діагностування виконують мікропроцесори?
3. Які функціональні блоки містить узагальнена структурна схема мікропроцесорної вбудованої системи діагностування?
4. Які функції повинна виконувати вбудована система діагностування гідроприводів?
5. Що належить до засобів відображення інформації?
6. Які ви знаєте способи резервування систем гідроприводу?
7. Дайте визначення достовірності контролю систем гідроприводу.
8. Дайте визначення повноти контролю систем гідроприводу.
9. Який вигляд має таблиця повноти контролю систем гідроприводу?
10. За якою формулою розраховується коефіцієнт повноти контролю систем гідроприводу?
11. Дайте визначення конструктивно-знімного блока.
12. За якою формулою розраховується коефіцієнт глибини пошуку відмов?
13. Які ви знаєте методи прогнозування зміни технічного стану гідроприводів машин при експлуатації?
14. Яка сутність методів регресивного аналізу?
15. Яка модель використовується для безпосереднього оцінювання впливу зношення деталей і вузлів на зміну функціональних параметрів гідравлічних агрегатів ?
16. Як розраховують вибірковий коефіцієнт кореляції для рівняння регресії?
17. Який вигляд має динамічна модель зміни технічного стану гідроприводу?
18. Яку функцію доцільно використовувати для апроксимації зміни технічного стану гідроприводу?
19. Які математичні моделі використовують для прогнозування процесу зношення у гідроприводі?
20. Яка послідовність прогнозування зміни подачі насоса?
21. Яким чином за кривою прогнозування зміни подачі насоса визначити його залишковий ресурс?



22. Які роботи виконуються у процесі відновлення зношеної деталі гідроприводу на запасну?
23. Які основні прилади входять до вимірювально-діагностичне обладнання фірми PARKER?
24. Які функціональні можливості вимірювальних пристроїв фірми PARKER?
25. Яке призначення цифрового манометр ServiceJunior фірми PARKER?
26. Які функції виконує переносний прилад Serviceman моделі SCM фірми PARKER?
27. З яких основних елементів складаються перетворювачі (датчики) тиску фірми PARKER?
28. Які функції виконує гідравлічний тестер SCFT фірми PARKER?
29. Як працює переносний монітор стану масла моделі Oilchek фірми PARKER?
30. Яка періодичність технічного обслуговування є оптимальною?
31. Який порядок визначення оптимальної періодичності технічного обслуговування та діагностування гідравлічних приводів?
32. Які роботи проводять при технічному обслуговуванні приводів машин?
33. Яка сутність методу узагальненого критерію?
34. Яка особливість методу дослідження параметрів простору?
35. Назвіть критерії порівняльного аналізу технічного стану гідроприводів.

**ДОДАТКИ**  
**Додаток 1**  
**Значення функції нормального розподілення**

Таблиця Д. 1 – Значення функції нормального розподілення

$$F(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{t^2}{2}} dt$$

x		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,0	0	5000	5400	5080	5120	5160	5199	5239	5279	5319	5359
0,1	0	5398	5438	5478	5517	5557	5596	5636	5675	5714	5753
0,2	0	5793	5832	5871	5910	5948	5987	6026	6064	6103	6141
0,3	0	6179	6217	6255	6293	6331	6368	6406	6443	6480	6517
0,4	0	6554	6591	6628	6664	6700	6736	6772	6808	6844	6879
0,5	0	6915	6950	6985	7019	7054	7088	7123	7157	7190	7224
0,6	0	7275	7291	7324	7357	7389	7422	7454	7486	7517	7549
0,7	0	7580	7611	7642	7673	7704	7734	7764	7794	7823	7852
0,8	0	7881	7910	7939	7967	7995	8023	8051	8078	8106	8133
0,9	0	8159	8186	8212	8238	8264	8289	8315	8340	8365	8389
1,0	0	8413	8438	8461	8485	8508	8531	8554	8577	8599	8621
1,1	0	8643	8665	8686	8708	8729	8749	8770	8790	8810	8830
1,2	0	8849	8869	8888	8907	8925	8944	8962	8980	8997	9015
1,3	0,9	0320	0490	0658	08424	0988	1249	1308	1466	1621	1774
1,4	0,9	1924	2073	2220	2364	2507	2647	2785	2922	3056	3189
1,5	0,9	3319	3448	3574	3699	3822	3943	4062	4179	4295	4408
1,6	0,9	4520	4630	4738	4845	4950	5053	5154	5254	5352	5449
1,7	0,9	5543	5637	5728	5818	5907	5994	6080	6164	6246	6327
1,8	0,9	6407	6485	6562	6637	6712	6784	6856	6926	6995	7062
1,9	0,9	7128	7193	7257	7320	7381	7441	7500	7558	7615	7670
2,0	0,9	7725	7778	7831	7882	7932	7982	8030	8077	8124	8169
2,1	0,9	8214	8257	8300	8341	8382	8422	8461	8500	8537	8574
2,2	0,9	8610	8645	8679	8713	8745	8778	8809	8840	8870	8899
2,3	0,9	8928	8956	8983	9010	9036	9061	9086	9111	9134	9158
2,4	0,9 <sub>2</sub>	1808	2024	2240	2451	2656	2857	3053	3244	3431	3613
2,5	0,9 <sub>2</sub>	3790	3963	4132	4297	4457	4614	4766	4915	5060	5201

Продовження таблиці Д. 1

$x$		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
2,6	$0,9_2$	5339	5473	5603	5731	5855	5975	6093	6207	6319	6427
2,7	$0,9_2$	6533	6636	6736	6833	6928	7020	7110	7197	7282	7365
2,8	$0,9_2$	7445	7523	7599	7673	7744	7814	7882	7948	8012	8074
2,9	$0,9_2$	8134	8183	8250	8305	8359	8411	8462	8511	8559	8605
3,0	$0,9_2$	8650	8694	8736	8777	8817	8856	8893	8930	8965	8999
3,1	$0,9_3$	0324	0646	0957	1260	1553	1836	2112	2378	2636	2886
3,2	$0,9_3$	3129	3363	3590	3810	4024	4230	4429	4623	4810	4991
3,3	$0,9_3$	5166	5335	5499	5658	5811	5959	6101	6242	6376	6505
3,4	$0,9_3$	6631	6752	6869	6982	7091	7197	7299	7398	7493	7585
3,5	$0,9_3$	7674	7760	7842	7922	7999	8074	8146	8215	8282	8347
3,6	$0,9_3$	8409	8469	8527	8583	8637	8689	8739	8787	8834	8879
3,7	$0,9_3$	8922	8964	9004	9043	9080	9116	9150	9184	9216	9247
3,8	$0,9_4$	2765	3052	3327	3593	3848	4094	4331	4558	4777	4988
3,9	$0,9_4$	5190	5385	5573	5753	5926	6092	6252	6406	6554	6696
4,0	$0,9_4$	6833	6964	7090	7211	7327	7439	7546	7649	7748	7843

- Примітки.* 1. Для від'ємного значення аргументу  $-F(x) = 1 - F(x)$ ;  
 2. Індекс при цифрі 9 означає її повторення, наприклад при  $x = 3,95$  маємо  $F(x) = 0,9_4$  і  $6092 = 0,99\ 996\ 092$ .

## Додаток 2

### Завдання

Таблиця Д.2 – Статистичні дані для оцінки технічного стану насосів гідросистеми автонавантажувача

Амплітуда пульсацій тиску в магістралі живлення, $\delta p$ МПа	Стан системи вимірювання пульсацій тиску	Номер варіанта	Стан вузла насоса, який качає	
			справний $E'$	справний $E'$
Менша за 1,0	$K_{\delta p_1}$	1	20	–
		2	5	5
		3	–	5
		4	–	–
		5	–	–
		6	10	5
		7	15	–
		8	5	2
1,0 ... 2,0	$K_{\delta p_2}$	1	10	5
		2	20	–
		3	20	5
		4	10	5
		5	–	–
		6	–	–
		7	5	5
		8	5	3
2,0 ... 3,0	$K_{\delta p_3}$	1	15	5
		2	10	5
		3	10	5
		4	15	–
		5	10	5
		6	10	5
		7	10	5
		8	10	5
3,0 ... 4,0	$K_{\delta p_4}$	1	–	5
		2	–	–
		3	5	–
		4	10	5
		5	15	5
		6	5	5
		7	–	3
		8	10	5
Більша за 4,0	$K_{\delta p_5}$	1	–	5
		2	–	5
		3	–	5
		4	–	5
		5	10	5
		6	10	–
		7	–	2
		8	10	–

Продовження таблиці Д.2

Амплітуда пульсацій тиску в магістралі живлення, $\delta p$ МПа	Стан системи вимірювання пульсацій тиску	Номер варіанта	Стан вузла насоса, який качає	
			справний $E'$	справний $E'$
Менша за 1,0	$K_{\delta p_1}$	9	10	—
		10	5	5
		11	—	5
		12	—	—
		13	—	—
		14	5	5
		15	5	—
		16	5	7
1,0 ... 2,0	$K_{\delta p_2}$	9	5	5
		10	10	—
		11	10	3
		12	5	2
		13	—	—
		14	—	—
		15	5	2
		16	5	3
2,0 ... 3,0	$K_{\delta p_3}$	9	15	5
		10	10	2
		11	5	5
		12	5	—
		13	10	5
		14	5	5
		15	10	5
		16	5	5
3,0 ... 4,0	$K_{\delta p_4}$	9	—	5
		10	—	—
		11	5	—
		12	20	5
		13	25	5
		14	5	5
		15	—	3
		16	10	5
Більша за 4,0	$K_{\delta p_5}$	9	—	5
		10	—	—
		11	—	5
		12	—	—
		13	—	5
		14	10	—
		15	—	2
		16	10	—

Таблиця Д.4 – Діагностична матриця для розрахунку ймовірності станів гідроприводу з рис. 3.2

Номер варіанта	$E$	$\tau_{\text{зар}}$			$P(E)$
		$\tau_{\text{зар}} < 16 \text{ с}$	$16 \text{ с} < \tau_{\text{зар}} < 20 \text{ с}$	$\tau_{\text{зар}} > 20 \text{ с}$	
1	$E'$	0,50	0,40	0,10	0,80
	$E''$	0	0,30	0,70	0,20
	$P(k_{j_s})$	0,48	0,22	0,30	–
2	$E'$	0,60	0,30	0,10	0,75
	$E''$	0,10	0,20	0,70	0,25
	$P(k_{j_s})$	0,50	0,30	0,20	–
3	$E'$	0,40	0,30	0,30	0,70
	$E''$	0,10	0,30	0,60	0,30
	$P(k_{j_s})$	0,50	0,40	0,10	–
4	$E'$	0,50	0,20	0,30	0,70
	$E''$	0,10	0,60	0,30	0,30
	$P(k_{j_s})$	0,35	0,50	0,15	–
5	$E'$	0,60	0,40	0	0,80
	$E''$	0	0,40	0,60	0,20
	$P(k_{j_s})$	0,40	0,50	0,10	–
6	$E'$	0,50	0,10	0,40	0,60
	$E''$	0	0,50	0,50	0,40
	$P(k_{j_s})$	0,10	0,50	0,40	–
7	$E'$	0	0,30	0,70	0,60
	$E''$	0,60	0,30	0,10	0,40
	$P(k_{j_s})$	0,15	0,40	0,45	–
8	$E'$	0	0,50	0,50	0,60
	$E''$	0,10	0,40	0,60	0,40
	$P(k_{j_s})$	0,20	0,60	0,20	–
9	$E'$	0,40	0,30	0,30	0,70
	$E''$	0	0,40	0,60	0,30
	$P(k_{j_s})$	0,40	0,50	0,10	–
10	$E'$	0,25	0,40	0,70	0,70
	$E''$	0,30	0,10	0,10	0,30
	$P(k_{j_s})$	0,30	0,30	0,60	–

Продовження таблиці Д.3

Номер варіанта	$E$	$\tau_{\text{зар}}$			$P(E)$
		$\tau_{\text{зар}} < 16 \text{ с}$	$16 \text{ с} < \tau_{\text{зар}} < 20 \text{ с}$	$\tau_{\text{зар}} > 20 \text{ с}$	
11	$E'$	0,40	0,50	0,10	0,70
	$E''$	0	0,20	0,80	0,20
	$P(k_{j_s})$	0,48	0,22	0,30	–
12	$E'$	0,50	0,40	0,10	0,75
	$E''$	0,50	0,10	0,40	0,25
	$P(k_{j_s})$	0,30	0,30	0,40	–
13	$E'$	0,50	0,20	0,30	0,70
	$E''$	0,20	0,30	0,50	0,30
	$P(k_{j_s})$	0,30	0,40	0,30	–
14	$E'$	0,50	0,20	0,30	0,60
	$E''$	0,10	0,60	0,30	0,40
	$P(k_{j_s})$	0,35	0,50	0,15	–
15	$E'$	0,60	0,40	0	0,70
	$E''$	0	0,60	0,40	0,30
	$P(k_{j_s})$	0,40	0,50	0,10	–
16	$E'$	0,50	0,10	0,40	0,60
	$E''$	0	0,50	0,50	0,40
	$P(k_{j_s})$	0,10	0,50	0,40	–
17	$E'$	0	0,30	0,70	0,50
	$E''$	0,50	0,30	0,20	0,50
	$P(k_{j_s})$	0,15	0,30	0,55	–
18	$E'$	0	0,50	0,50	0,65
	$E''$	0,10	0,30	0,60	0,35
	$P(k_{j_s})$	0,30	0,50	0,20	–
19	$E'$	0,45	0,25	0,30	0,70
	$E''$	0,10	0,40	0,40	0,30
	$P(k_{j_s})$	0,40	0,50	0,10	–
20	$E'$	0,25	0,25	0,50	0,60
	$E''$	0,30	0,40	0,20	0,40
	$P(k_{j_s})$	0,30	0,50	0,50	–

Таблиця Д.4 – Діагностична матриця для розрахунку ймовірності станів гідроприводу з рис. 3.2

Номер варіанта	Діагноз $D_i$	Ймовірність ознак $k_j$			Ймовірність діагнозу $D_i$ $P(D_i)$
		$P(k_1/D_i)$	$P(k_2/D_i)$	$P(k_3/D_i)$	
1	$D_1$	0	0	0,10	0,70
	$D_2$	0,45	0,15	0,20	0,10
	$D_3$	0	0,20	0,40	0,05
	$D_4$	0,60	0	0	0,05
	$D_5$	0,20	0,30	0	0,10
2	$D_1$	0	0,30	0,20	0,08
	$D_2$	0	0	0	0,05
	$D_3$	0,30	0	0,25	0,05
	$D_4$	0,50	0,15	0	0,05
	$D_5$	0,10	0,20	0,10	0,05
3	$D_1$	0,10	0	0	0,60
	$D_2$	0	0,20	0,10	0,10
	$D_3$	0,40	0,50	0	0,05
	$D_4$	0,20	0,10	0,25	0,15
	$D_5$	0	0	0,30	0,10
4	$D_1$	0,50	0,20	0	0,8
	$D_2$	0,30	0	0,15	0,05
	$D_3$	0	0,15	0,30	0,05
	$D_4$	0	0	0	0,05
	$D_5$	0	0,30	0,10	0,05
5	$D_1$	0,30	0	0,30	0,75
	$D_2$	0,10	0,45	0	0,05
	$D_3$	0,10	0	0,20	0,10
	$D_4$	0	0,15	0,05	0,05
	$D_5$	0,50	0,20	0,30	0,10
6	$D_1$	0,20	0	0,40	0,70
	$D_2$	0	0,10	0	0,05
	$D_3$	0,15	0	0,10	0,10
	$D_4$	0	0,25	0,20	0,08
	$D_5$	0,30	0,30	0	0,07



Продовження таблиці Д.4

Номер варіанта	Діагноз $D_i$	Ймовірність ознак $k_j$			Ймовірність діагнозу $D_i$ $P(D_i)$
		$P(k_1/D_i)$	$P(k_2/D_i)$	$P(k_3/D_i)$	
7	$D_1$	0,10	0	0,10	0,70
	$D_2$	0,40	0,15	0,20	0,10
	$D_3$	0	0,20	0,40	0,05
	$D_4$	0,50	0	0	0,05
	$D_5$	0,20	0,30	0	0,10
8	$D_1$	0,20	0,30	0,20	0,08
	$D_2$	0	0,15	0	0,05
	$D_3$	0,30	0	0,25	0,05
	$D_4$	0,50	0,25	0	0,05
	$D_5$	0,20	0,20	0,10	0,05
9	$D_1$	0,10	0	0,15	0,60
	$D_2$	0	0,20	0,10	0,10
	$D_3$	0,40	0,30	0	0,05
	$D_4$	0,10	0,10	0,25	0,15
	$D_5$	0,10	0	0,30	0,10
10	$D_1$	0,30	0,40	0	0,8
	$D_2$	0,20	0	0,15	0,05
	$D_3$	0	0,15	0,30	0,05
	$D_4$	0	0	0	0,05
	$D_5$	0	0,30	0,10	0,05
11	$D_1$	0,30	0	0,30	0,75
	$D_2$	0,10	0,45	0	0,05
	$D_3$	0,10	0,05	0,20	0,10
	$D_4$	0	0,15	0,05	0,05
	$D_5$	0,50	0,20	0,30	0,10
12	$D_1$	0,20	0,10	0,40	0,70
	$D_2$	0	0,20	0	0,05
	$D_3$	0,15	0	0,20	0,10
	$D_4$	0	0,15	0,20	0,08
	$D_5$	0,30	0,10	0	0,07

## СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Аврунин Г.А. Измерительно-диагностическое оборудование фирмы PARKER для объемных гидроприводов / Г.А. Аврунин, И.И. Мороз, А.Я. Барский, О.И. Бойко. – Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця: ВДАУ, 2014. – № 3 (45). – С. – 75–84.
2. Андренко П.М. Гасителі пульсацій тиску об'ємних гідроагрегатів : монографія / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, М.С. Свинаренко. – Х. : Вид-во “НТМТ”, 2012. – 160 с.
3. Андренко П.М. Визначення довговічності ущільнень при зворотно-поступальному руху / П.М. Андренко, М.С. Свинаренко // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь : ТДАУ. – 2014. – Вип. 14. – Т. 4. – С. 30–38.
4. Банди Б. Методы оптимизации. Вводный курс / Б. Банди; пер. с англ. – М. : Радио и связь, 1988. – 128 с.
5. Биргер И.А. Техническая диагностика / И.А. Биргер – М. : Машиностроение, 1978. – 240 с.
6. Богдан Н.В. Техническая диагностика гидросистем / Н.В. Богдан, М.И. Жилевич, Л.Г. Красневский – Минск : Белавтотракторостроение, 2000. – 120 с.
7. Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Оценка технического уровня и качества : ОСТ2 Н06-35–84. (Отраслевой стандарт). – М. : ВНИИТЭМР, 1985. – 39 с.
8. Методические указания. Техническая диагностика. Правила и критерии определения периодичности диагностирования технических систем. РД 50-565-85. – М. : Изд-во стандартов, 1986. – 28 с.
9. Методичні вказівки до лабораторних занять з курсу “Гідропневмоавтоматика” для студентів спеціальності 12.11 “Гідравлічні машини, гідропривод та гідропневмоавтоматика” денної та заочної форм навчання / Уклад. П.М. Андренко, В.В. Клітної і ін. – Х. : ХПІ, 1994. – 36 с.
10. Методичні вказівки до практичних занять з курсу “Технічне діагностування елементів та систем гідропневмоприводів” для студентів спеціальності 07.090209 “Гідравлічні та пневматичні машини” денної та заочної форм навчання / Уклад. П.М. Андренко, В.В. Клітної, Р.Я. Асатрян. – Х. : ХДПУ, 1999. – 18 с.
11. Методичні вказівки до практичних занять з курсу “Технічне діагностування елементів і систем гідропневмоприводів” для студентів спеціальності

07.090209 “Гідравлічні та пневматичні машини” денної та заочної форм навчання / Уклад. П.М. Андренко і ін. – Х. : ХДПУ, 2001. – 44 с.

12. Методичні вказівки до практичних занять на тему “Складання структурно-функціональних схем та графів причинно-наслідкових зв’язків гідроагрегатів” та “Оптимізація режимів технічного обслуговування і діагностування гідроприводів машин” з курсу “Діагностика і контроль гідропневмоприводів” для студентів спеціальності 7.090209 “Гідравлічні і пневматичні машини” / Уклад. П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, О.Б. Панамарьова, М.С. Свиначенко. – Х. : НТУ “ХПІ”, 2008. – 36 с.

13. Объемные гидромашины. Методы заводской обкатки, диагностирование технического состояния. Методические рекомендации ВНИИГидропривод. – М. : ВНИИТРЭМР, 1990. – 80 с.

14. Планування та обробка результатів випробувань гідропневмосистем : навч. посіб. / Коваленко А.О., Сьомін Д.О., Роговий А.С., Пілавов М.В. – Луганськ : Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2011. – 216 с.

15. Свешников В.К. Станочные гидроприводы : справочник / В.К. Свешников. – М. : Машиностроение, 1995. – 448 с.

16. Система показателей качества продукции. Гидроприводы объемные, пневмоприводы, и смазочные системы. Номенклатура показателей : ГОСТ 4.37-90. – М. : Изд-во стандартов, 1990. – 39 с. – Введ. 09.06.1990.

17. Соловьева Т.Н. Диагностика электрических и механических систем по частотным характеристикам / Т.Н. Соловьева // Материалы докладов XI конференции молодых ученых «Навигация и управление движением». СПб, ГНЦ РФ ЦНИИ «Электроприбор», 10–12 марта 2009 г. – СПб., 2009. – С. 224–230.

18. Сырицын Т.А. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмоприводов / Т.А. Сырицын. – М. : Машиностроение, 1990. – 248 с.

19. Техническая диагностика гидравлических приводов / Т.В. Алексеева, В.Д. Бабанская, Т.М. Башта и др.; под ред. Т.М. Башты. – М. : Машиностроение, 1989. – 264 с.

20. Технические средства диагностики. Справочник. / под ред. В.В. Ключева. – М.: Машиностроение, 1989. – 671 с.

21. Фінкельштейн З.Л. Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів : навч. посіб. / З.Л. Фінкельштейн, П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко; під ред. проф. П.М. Андренка. – Х. : НТУ “ХПІ”, 2014. – 308 с.

22. Хазаров А.М. Методы оптимизации в технической диагностике машин / А.М. Хазаров. – М. : Машиностроение, 1983. – 132 с.

Навчальне видання

АНДРЕНКО Павло Миколайович  
ЛЕБЕДЄВ Антон Юрійович  
СВИНАРЕНКО Максим Сергійович

**ТЕХНІЧНЕ ДІАГНОСТУВАННЯ  
ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ**

Навчальний посібник

Відповідальний за випуск П.М. Гладкий  
Роботу до видання рекомендував проф. Г.А. Крутіков  
Редактор Л.А. Пустовойтова

План 2015 р. поз. 13

Підп. до друку 17.06.2016 р. Формат 60x84/16. Папір друк.  
Друк – ризографія. Гарнітура Times New Roman. Ум. друк. арк. \_\_\_\_.  
Наклад 50 прим. Зам №\_\_\_\_ Ціна договірна

---

Видавничий центр НТУ “ХП”.

Свідоцтво про Державну реєстрацію ДК № 3659 від 24.12.2009 р.  
61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

---

Друкарня НТУ “ХП”, 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21